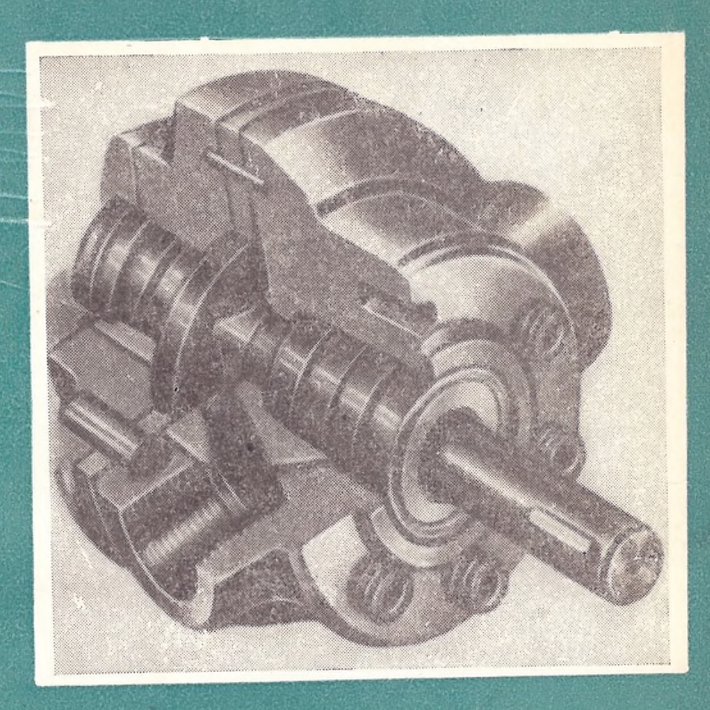
А. Ф. ОСИПОВ



ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ КОЛОВРАТНОГО ТИПА



А. Ф. ОСИПОВ

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ КОЛОВРАТНОГО ТИПА

теория,
конструкция,
проектирование



Издательство „МАШИНОСТРОЕНИЕ"
Москва 1971

УДК 621.225-133

Объемные гидравлические машины коловратного типа (теория, конструкция, проектирование). А. Ф. Осипов М., «Машиностроение», 1971, 208 стр.

В книге изложена теория, приведены прочностные, кинематические, динамические, гидрогазодинамические и тепловые расчеты, рассмотрены вопросы конструирования и методика проектирования объемных гидравлических машин коловратного типа; подробно освещено влияние различных факторов на характеристики и дан анализ потерь энергии этих машин. Выведены уравнения коловратной машины на основе структурного, кинематического, динамического анализа и анализа потерь энергии. Приведены методические и практические указания по расчету основных конструктивных элементов. Предложена методика проектирования машины, позволяющая конструктору выбирать оптимальные значения параметров машин, а также анализировать влияние различных факторов на ее работу.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников, занятых исследованием, испытанием и проектированием объемных гидравлических машин коловратного типа.

Табл. 8, илл. 49, библ. 79 наим.

Рецензент канд. техн. наук **В. С. Лейко**

3—3—6
189-70



ОСНОВНЫЕ ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

β — коэффициент термического расширения;

$q_к$ — объем одной камеры рабочего органа машины;

i — передаточное число; число камер в рабочем органе;

j — число полных циклов, совершаемых каждой камерой за один оборот вала;

$q_г$ — теоретический объем жидкости, вытесняемый за один оборот вала машины;

μ — коэффициент динамической вязкости жидкости;

ν — коэффициент кинематической вязкости жидкости;

c — удельная теплоемкость рабочей жидкости;

γ — удельный вес рабочей жидкости;

λ — коэффициент теплопроводности;

a — коэффициент температуропроводности; $a = \frac{\lambda}{c\gamma}$;

T — абсолютная температура;

v — скорость потока жидкости;

α — угол зацепления передачи; $\theta_\alpha = \frac{2x}{z}\operatorname{tg}\alpha_0 + \theta_{\alpha_0}$;

$\theta_{\alpha x} = \operatorname{tg}\alpha_x - \alpha_x$ — эвольвентная функция (инволюта);

A — расстояние между центрами шестерен, $A = \frac{D_\partial \cos\alpha_0}{\cos\alpha} = \frac{D_0}{\cos\alpha}$;

D_e — наружный диаметр; $D_e = (z + 2f + 2x)\, m$;

h' — теоретическая высота головки зуба; $h' = (f + x)\, m$;

h'' — теоретическая высота ножки зуба; $h'' = (f + c - x)\, m$;

s — теоретическая толщина зуба на начальной окружности;

$$s = \left(\frac{\pi}{2} + 2x\operatorname{tg}\alpha_0\right) m;$$

ε_n — коэффициент перекрытия,

$$\varepsilon_n = \frac{\sqrt{D_e^2 - D_0^2} - A\sin\alpha}{t_0};$$

$D_{остр}$ — диаметр заострения зубьев;

$$D_{остр} = \frac{D_0}{\cos\alpha_1}, \text{ где } \theta_{\alpha_1} = \frac{2x\operatorname{tg}\alpha_0}{z} + \frac{\pi}{2z} + \theta_{\alpha_0};$$

x_{min} — минимальный коэффициент смещения исходного контура, исключающий явление подрезания профиля зуба;

$$x_{min} = f - \frac{z \sin^2 \alpha_0}{2};$$

J — механический эквивалент тепла;
ρ — плотность рабочей жидкости;
b — ширина зазора;
Q — объемный расход жидкости в единицу времени;
ω — скорость вращения в *рад;*
g — ускорение силы тяжести;
α — коэффициент теплоотдачи;
E — модуль нормальной упругости при растяжении, определенный статическим методом;
G — модуль касательной упругости (модуль сдвига);
μ_n — коэффициент Пуассона;
$\sigma_{0,2}$ — условный предел текучести при растяжении (остаточная деформация 0,2%);
$\sigma_в$ — предел прочности при растяжении;
$\tau_в$ — предел прочности при кручении;
τ_{cp} — сопротивление срезу;
δ_5 — относительное удлинение после разрыва на длине $l=5d$ (%);
δ_{10} — относительное удлинение после разрыва на длине $l=10d$ (%);
ψ — относительное сужение после разрыва;
p — давление жидкости;
m — модуль;
z — число зубьев;
α_0 — угол зацепления исходного контура;
t — шаг зацепления делительной окружности;
$t = \pi m$; время;
x — коэффициент смещения исходного контура шестерни;
f — коэффициент высоты головки зуба;
c — коэффициент радиального зазора;
l — длина; длина линии зацепления; $l=\sqrt{D_e^2 - D_0^2} - A \sin \alpha$.

■

ВВЕДЕНИЕ

Объемные гидравлические машины коловратного типа относятся к классу объемных роторных машин. Коловратные машины разделяются на две группы: плоскоколовратные машины и винтовые машины. Эти машины могут работать на генераторном и двигательном режимах.

На генераторном режиме работы механическая энергия вращающегося приводного вала преобразуется в потенциальную и кинетическую энергию потока жидкости.

На двигательном режиме потенциальная и кинетическая энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию вращающегося выходного вала.

Доля кинетической энергии у коловратных машин невелика по сравнению с потенциальной ($\sim 0{,}5\%$ при работе на номинальном давлении).

Коловратная машина работает по принципу вытеснения. Ее рабочий орган захватывает в приемной полости машины определенный объем жидкости, затем этот объем перемещается к выходной полости, где жидкость вытесняется из рабочего органа в выходную полость машины. При перемещении жидкости и во время ее вытеснения происходит преобразование энергии из одного вида в другой. В это время часть деталей рабочего органа совершает только вращательное движение.

В плоскоколовратной машине перемещение захваченного рабочим органом объема жидкости происходит в плоскости, перпендикулярной к оси вращения вала. В винтовой машине перемещение жидкости происходит вдоль оси вращения вала.

Работа объемных гидравлических машин рассматривается в области высоких давлений, малых расходов и больших скоростей, т. е. при условиях большой отдачи мощности на единицу веса машины.

Существуют различные конструкции рабочего органа машин.

Рассмотрим несколько машин коловратного типа, имеющих различные конструкции рабочего органа.

Цикл объемной гидравлической машины состоит из трех фаз: первая фаза — заполнение полости жидкостью на входе, вторая фаза — перенос захваченного объема жидкости к выходу и третья фаза — вытеснение жидкости из полости рабочего органа [34].

Плоскоколовратная машина, схема которой показана на рис. 1, имеет рабочий орган, состоящий из деталей, помещенных

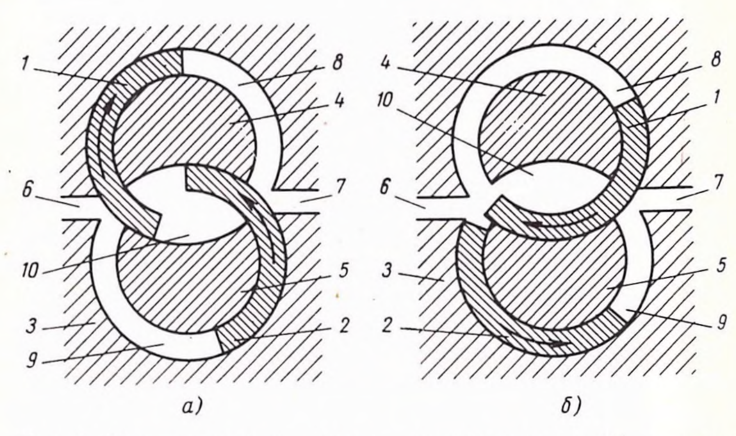


Рис. 1. Принципиальная схема плоскоколовратной машины

в корпусе *3*. Детали *4* и *5* неподвижны. Детали *1* и *2* вращаются в полостях *8* и *9* корпуса *3* с помощью шестерен (на рис. 1 не показаны) в противоположные стороны с одинаковым числом оборотов. Камера *6* является приемной, а камера *7* — выходной. Таким образом, при вращении деталей *1* и *2* создаются изменяемые объемы полостей *8* и *9*, соединяемые поочередно с камерами *6* и *7*.

При помощи детали *2* увеличивается левая часть полости *9* рабочего органа, соединенная с приемной камерой *6*, и одновременно при помощи детали *1* уменьшается правая часть полости *8* рабочего органа, соединенная с выходной камерой *7*, т. е. в полости *9* в это время выполняется первая фаза цикла, а в полости *8* — третья фаза (рис. 1, *а*).

При помощи детали *1* увеличивается левая часть полости *8* рабочего органа, соединенная в этом положении с камерой *6*, и одновременно при помощи детали *2* уменьшается правая часть полости *9* рабочего органа, соединенная с камерой *7*, т. е. в полости *9* выполняется третья фаза цикла, а в полости *8* — первая фаза (рис. 1, *б*). Пространство *10* между деталями *4* и *5* периодически превращается деталями *1* и *2* в замкнутую камеру (см. рис. 1, *а*). Так как площади деталей *1* и *2* одина-

ковы, то сжатия жидкости в замкнутой камере не происходит. Когда пространство *10* замыкается одной из деталей *1* или *2*, замыкающая деталь выполняет вторую фазу цикла, перенося объем жидкости от входной камеры к выходу. В то время другая деталь будет выполнять в левой части полости *8* или *9* первую фазу цикла, а в правой части полости *8* или *9* — третью фазу цикла.

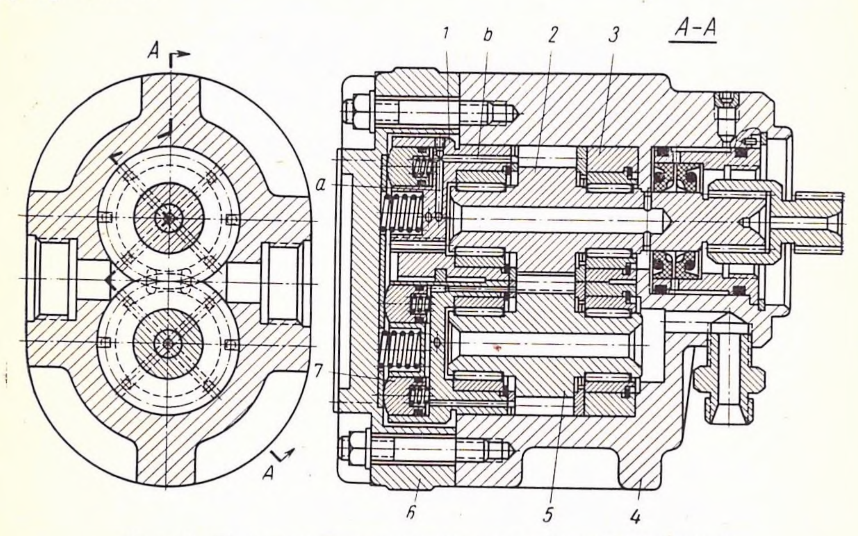


Рис. 2. Плоскоколовратная машина шестеренного типа:
а, б — каналы в опорах; *1* — подвижная опора; *2* — ведущая шестерня; *3* — неподвижная опора; *4* — корпус; *5* — ведомая шестерня; *6* — крышка; *7* — поршень

Итак, каждая из деталей *1* и *2* выполняет последовательно следующие фазы цикла: сначала одновременно выполняются первая фаза цикла в левой части полости *8* или *9* и третья фаза цикла (вытеснение жидкости из полости рабочего органа) в правой части полости *8* или *9*. Затем в правой части полости *8* или *9* заканчивается третья фаза и деталь *1* или *2* отсоединяет пространство *10* от выходной камеры *7*, в то время как в левой части полости *8* или *9* продолжается выполнение первой фазы. Вращаясь, деталь полностью отсоединит пространство *10* от приемной камеры *6* и от выходной камеры *7*. С этого момента начинается вторая фаза цикла (перенос замкнутого объема жидкости к выходной камере *7*).

Конец второй фазы и начало третьей наступает тогда, когда деталь *1* или *2* соединит правую часть полости *9* с выходной камерой *7*. Первая фаза цикла начинается, когда третья фаза еще не закончена, как об этом говорилось выше.

На рис. 2 показана плоскоколовратная машина шестеренного типа. Рабочий орган ее состоит из двух шестерен *2* и *5*,

помещенных в корпусе *4* и уплотняемых со стороны торцов опорами *1* и *3*. Вращаясь, шестерни захватывают впадинами зубьев жидкость в приемной полости и вытесняют ее в выходной полости, где зубья шестерен входят в зацепление друг с другом.

На рис. 3 изображена плоскоколовратная машина героторного типа. Шестерни *2* и *3* имеют внутреннее зацепление, а их

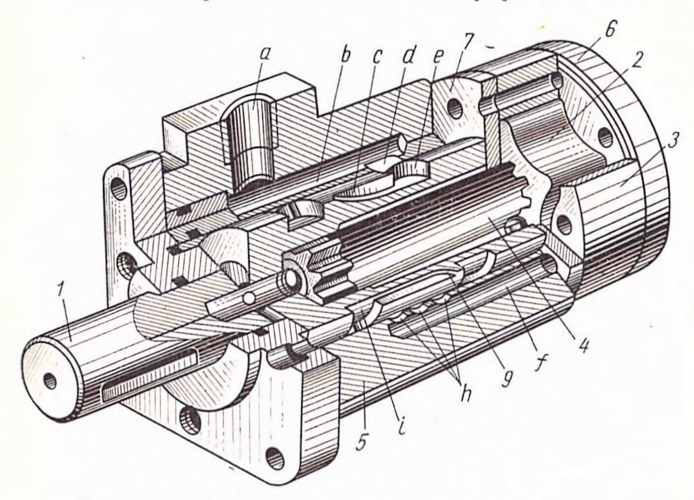


Рис. 3. Плоскоколовратная машина героторного типа: *a* — отверстие подвода; *b* — подводящий канал; *c* — пазы распределителя; *d* — отверстие корпуса; *e* — канавка распределителя; *f* — каналы подвода и отвода; *i*, *g* — канавки слива; *h* — окна; *1* — вал с распределителем; *2* — подвижная шестерня; *3* — неподвижная наружная шестерня; *4* — шлицевой валик; *5* — корпус; *6* — крышка; *7* — проставка

сопрягаемые контуры — специальный профиль. С торцов шестерни уплотняются крышкой *6* и проставкой *7*.

На рис. 4 показана винтовая машина. Рабочий орган ее состоит из центрального *1* и двух боковых винтов *2*, помещенных в блоке *3*, состоящем из двух деталей.

Для обеспечения герметичности при больших перепадах давлений между выходной и приемной полостями машины необходимы минимальные зазоры между деталями, образующими рабочий орган, выходную и приемную полости.

Явления, происходящие в микрозазорах, оказывают существенное влияние на работу машины, ограничивая минимальное число оборотов, при котором еще возможна устойчивая работа машины, максимальное давление на выходе (при работе на режиме генератора), минимальное давление на входе (при работе на режиме двигателя).

Условия, при которых происходит вытеснение жидкости из полостей, зависят от режима работы машины. При работе на режиме генератора жидкость поступает на вход в машину вслед-

ствие разности давлений над уровнем жидкости в расходном баке и на входе в машину. Эта разность давлений может создаваться за счет снижения давления во входной полости рабочим органом.

При работе на режиме двигателя жидкость поступает в машину с избыточным давлением, которое преобразуется в рабочем органе машины в механическую энергию привода.

Избыточное давление на выходе из машины определяется гидравлическим сопротивлением выходной магистрали.

Знак разности давлений между полостями входа и выхода зависит от режима работы объемной гидравлической машины. При работе на режиме двигателя эта разность положительна, т. е. давление в полости входа превышает давление выхода. При работе на режиме генератора разность давлений отрицательна, т. е. давление в полости выхода превышает давление входа.

Отрицательная разность давлений при работе на режиме генератора обеспечивается за счет преобразования механической энергии приводного вала.

Положительная разность давлений и кинетическая энергия потока жидкости при работе на режиме двигателя преобразуется в механическую энергию выходного вала.

Машины, имеющие низкий механический к. п. д., неустойчиво работают на двигательном режиме и поэтому используются только как генераторы.

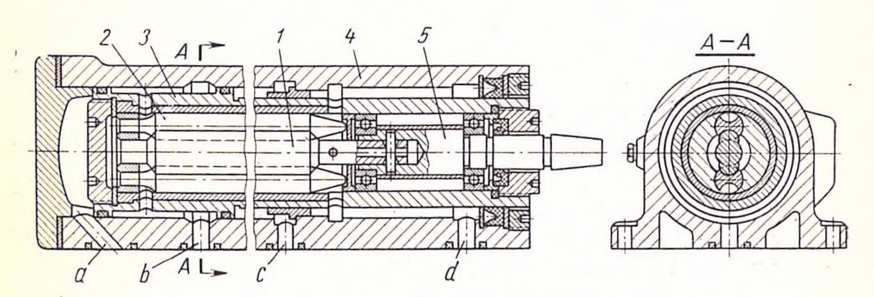


Рис. 4. Винтовая объемная гидравлическая машина:
a — входная полость; *b* — подвод к винтам; *c*, *d* — сливные полости; *1* — центральный винт; *2* — боковые винты; *3* — блок; *4* — корпус; *5* — вал

Иногда коловратные машины выполняются в упрощенном виде, позволяющем использовать эти машины только лишь на одном режиме (генераторном или двигательном).

Коловратные машины находят широкое применение во многих областях промышленности и транспорта, так как они более дешевы (коловратные машины более чем в 2 раза дешевле кулисных), способны устойчиво работать на загрязненных жид-

костях, подвергнутых лишь очень грубой очистке, т. е. когда фильтры задерживают частицы лишь более 0,2—0,3 *мм*, в то время как кулисные машины [5] требуют нормальной (до 0,01 *мм*) и тонкой очистки жидкости (до 0,005 *мм*).

Коловратные машины нерегулируемы, т. е. теоретический объем жидкости, вытесняемый за один оборот вала машины, является у них постоянной величиной.

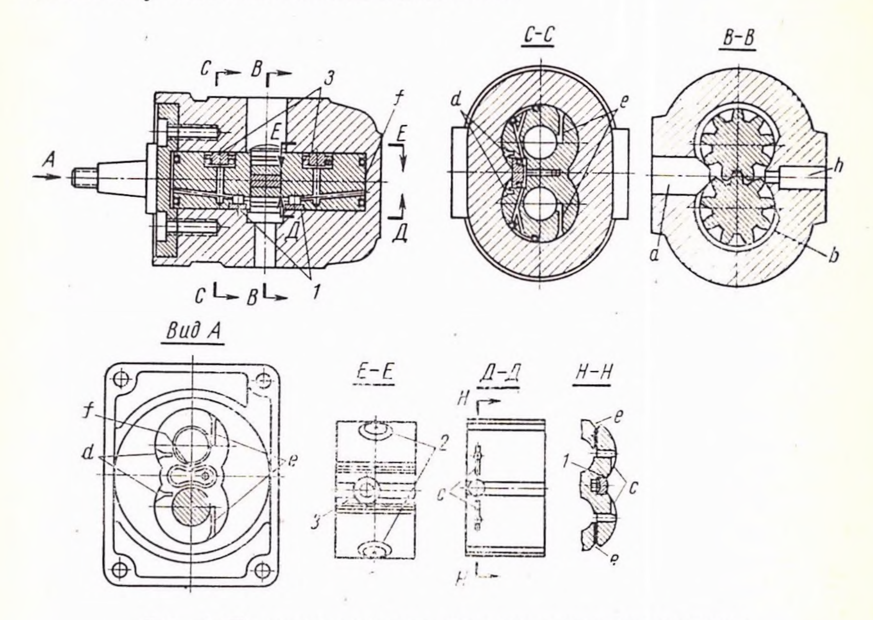


Рис. 5. Плоскоколовратная машина шестеренного типа:

a — полость низкого давления; *b* — прорезь; *h* — полость высокого давления; *c, d, e* — прорези в подшипниках; *f* — уравновешивающая площадь; *1, 2, 3* — пробки

Дальнейшее усовершенствование коловратных машин идет по пути снижения веса на единицу мощности и повышения их механического и объемного к. п. д.

Для снижения веса и увеличения механического к. п. д. уменьшают поверхность микрозазоров, находящуюся под высоким давлением, а для повышения объемного к. п. д. вводят систему автоматического уменьшения зазоров с повышением давления. Примером совершенствования конструкции машин этого типа является машина, изображенная на рис. 5. У этой плоскоколовратной машины по сравнению с машиной, изображенной на рис. 2, минимальный зазор между корпусом и двумя впадинами между зубьями вращающихся шестерен имеет место только на узком участке корпуса у полости высокого давления. Остальные впадины шестерен соединены с полостью низкого давления и, следовательно, нагрузка на подшипники

шестерен и на корпус машины здесь сведена к минимуму. У машины, изображенной на рис. 2, минимальный зазор между корпусом и вращающимися шестернями находится у полости низкого давления и, следовательно, большинство впадин находятся под воздействием высокого давления, что снижает срок службы машины за счет износа подшипников и шестерен.

Для обеспечения минимального зазора у полости высокого давления машина, изображенная на рис. 5, имеет систему автоматического уменьшения зазора с увеличением абсолютной величины высокого давления. Система автоматической компенсации торцового зазора ограничена одним фигурным поршнем вместо нескольких поршней у машины, изображенной на рис. 2.

Глава I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОЛОВРАТНЫХ МАШИНАХ

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

Рабочий орган коловратной машины состоит из нескольких взаимодействующих деталей определенной геометрической формы, которые образуют изменяемую полость, заполняющуюся жидкостью во входной камере машины.

При достижении изменяемой полостью выходной камеры объем полости уменьшается и жидкость выталкивается из полости в выходную камеру.

Детали, образующие рабочий орган машины, обеспечивают герметичность изменяемого объема, что препятствует перетеканию жидкости из полостей высокого давления в полости низкого давления. Погрешности изготовления этих деталей должны быть сведены к минимуму, так как они увеличивают зазоры между деталями, приводят к возникновению дополнительных объемных и контактных деформаций.

В замкнутых полостях рабочего органа шестеренных и винтовых машин во время выполнения второй фазы цикла возникает насосный эффект за счет радиального и торцового биения, характеризующийся тем, что жидкость из этих полостей сначала вытесняется, а затем снова заполняет их. Это явление нарушает нормальную работу машины, особенно во время работы на малых давлениях во входной магистрали (на двигательном режиме) или в выходной магистрали (на генераторном режиме).

Зубчатое зацепление, применяемое в шестеренных машинах, имеет следующие особенности, связанные со спецификой объемных машин:

а) небольшую продолжительность зацепления ($\varepsilon < 1{,}1$), что уменьшает вредное влияние запираемой во впадинах шестерен жидкости при одновременном зацеплении двух пар зубьев;

б) большой по сравнению с нормальным боковой зазор ($b = 0{,}08\,m$), что облегчает перетекание жидкости из одной ча-

сти защемленного объема в другую при одновременном зацеплении двух пар зубьев;

в) такое соотношение между головкой и ножкой зуба, при котором уменьшается остаточный объем во впадине зуба;

г) при заданном наружном диаметра шестерен выбирается минимальное число зубьев шестерни за счет увеличения модуля.

Существует множество конструкций коловратных машин, которые отличаются формой деталей, образующих рабочий орган. Обычно у плоскоколовратных машин имеются лишь одна-две вращающиеся детали, а у винтовых машин — две-три и более вращающихся деталей.

Вращающиеся детали, соприкасаясь с неподвижными деталями рабочего органа, образуют замкнутый объем, в котором части вращающихся деталей играют роль поршней, перемещающих захваченный объем жидкости от входной к выходной камере.

Конструктивной особенностью коловратных машин является наличие только вращательного движения части деталей рабочего органа.

Для винтовой машины, изображенной на рис. 4, изменяемые полости образуются вращающимися винтами *1* и *2*.

Нарезка одного винта входит во впадину другого винта, и тем самым объем между нарезками оказывается разделенным на несколько замкнутых полостей. Жидкость, поступающая во входную камеру машины, заполняет часть впадин между витками нарезки винта, открытых в эту полость.

После поворота винтов на определенный угол эти впадины оказываются отсоединенными от входной полости благодаря зацеплению винтов. За один оборот винта жидкость в замкнутых впадинах между витками перемещается вдоль оси винта в сторону выходной камеры машины на длину, равную ходу нарезки винта.

Нарезки через каждый осевой шаг винта создают замкнутые полости, непрерывно движущиеся от входной к выходной камере. Когда жидкость замкнутой полости впадин винтов достигает выходной камеры, нарезки винтов выходят из зацепления и из-за уменьшения объема раскрывшейся полости впадин винтов жидкость выдавливается из нее в выходную полость. Пульсация давления жидкости в выходной камере у винтовых машин меньше, чем у шестеренных.

Рабочий цикл объемной машины состоит из трех фаз. Первая фаза — заполнение полости жидкостью во входной камере вследствие увеличения ее объема; вторая — перенос жидкости, захваченной полостью, к выходной камере, и третья — вытеснение жидкости из полости рабочего органа вследствие уменьше-

ния ее объема. У коловратных объемных машин выполнение всех трех фаз происходит при вращательном движении части деталей рабочего органа.

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ МАШИН

Наиболее распространены следующие типы коловратных машин: шестеренные машины внешнего зацепления, шестеренные машины внутреннего зацепления, винтовые машины.

Шестеренные машины внешнего зацепления показаны на рис. 2 и 5. На рис. 3 и 6 показаны шестеренные машины внутреннего зацепления и на рис. 4 — винтовая машина.

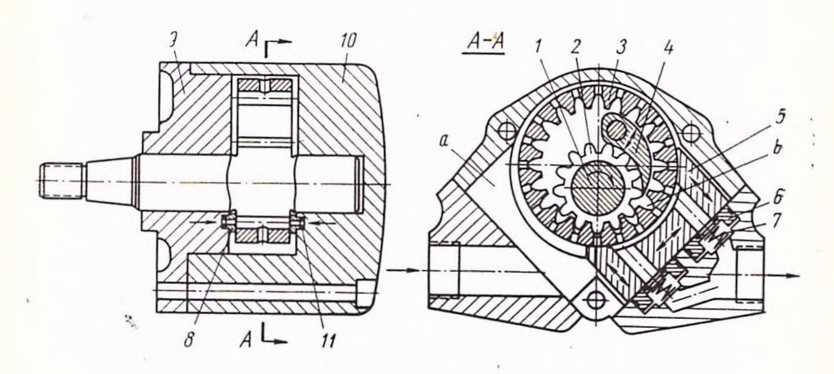


Рис. 6. Шестеренная машина внутреннего зацепления:

а — полость низкого давления; *b* — полость высокого давления; *1* — приводной вал; *2* — шестерня внешнего зацепления; *3* — шестерня внутреннего зацепления; *4* — вставка; *5* — поршень; *6* — подпружиненный поршень; *7* — пружина; *8* — фигурные поршни; *9, 10* — корпусные детали; *11* — уплотнительные кольца

У шестеренных машин полости рабочего органа, захватывающие жидкость во входной камере, выполнены в виде зубьев шестерен, профиль которых чаще всего эвольвентный, но бывает и другого вида (циклоидальный, круглый). Эвольвентное зацепление имеет ряд существенных преимуществ. Основные из них следующие:

а) сохранение сопряженности зацепления при изменении межосевого расстояния в передаче;

б) возможность сопряженного зацепления колес при одинаковом модуле зацепления, независимо от числа зубьев;

в) хорошая технологичность нарезания, отделки и контроля зубьев (относительная простота профилирования, изготовления и контроля зуборезного инструмента, имеющего прямолинейные или эвольвентные режущие кромки, простота контроля элементов зацепления колес).

Циклоидальное зацепление применяется реже, вследствие худшей технологичности по сравнению с эвольвентным зацеплением (зуборезный инструмент для получения циклоидального зацепления имеет сложный криволинейный профиль). Кроме того, изменение межосевого расстояния сопровождается при циклоидальном зацеплении изменением передаточного числа. Преимущества циклоидального зацепления — более равномерный и меньший по величине износ по сравнению с эвольвентным профилем.

У винтовых машин изменяемые полости рабочего органа выполнены в виде винтов.

Винтовые машины имеют различное количество винтов, начиная с двух.

Наиболее распространены трехвинтовые машины, у которых рабочий винт разгружен от радиальных сил за счет двух ведомых винтов, симметрично расположенных относительно ведущего.

Геометрические соотношения нарезок винтов (форма, размеры, число заходов, число замкнутых полостей в уплотнительной зоне) выбраны так, что обеспечивается герметичность замкнутых полостей рабочих органов.

Угол подъема винтовой линии выбирается таким, чтобы обеспечить вращение винтов за счет давления рабочей жидкости. Благодаря этому не требуется специальной силовой шестеренной передачи, связывающей ведущий и ведомые винты, что упрощает конструкцию и изготовление машины, уменьшает вес и габариты, а также позволяет использовать ее на генераторном и двигательном режимах.

В том случае, когда необходима машина, работающая только на генераторном режиме, можно за счет уменьшения угла подъема винтовой линии нарезки увеличить число замкнутых полостей винта в уплотнительной зоне машины между полостями высокого и низкого давлений, но в этом случае вращение ведомых винтов должна обеспечивать специальная силовая шестеренная передача.

Циклоидальный профиль нарезки у винтов в сечении, перпендикулярном к оси, обеспечивает бо́льшую герметичность зацепления винтов по сравнению с другими видами профилей [17].

Основные детали. Детали объемных машин, образующие рабочий орган, должны обеспечивать герметичность замкнутых полостей, иметь достаточную жесткость, которую можно получить либо за счет увеличения размеров детали, либо за счет уменьшения площади, на которую воздействуют высокие давления рабочей жидкости. Последний путь предпочтительнее, так как первый связан с увеличением веса конструкции. Кроме того, к основным деталям предъявляется требование минимального

изменения взаимного расположения поверхностей деталей, составляющих полость изменяемого объема во время выполнения второй фазы цикла. Уменьшение этой полости может привести к возникновению недопустимо больших нагрузок вследствие больших значений объемного модуля упругости рабочей жидкости.

Особенности зубьев, применяемых в коловратных машинах. У наиболее распространенных типов коловратных машин изменяемые полости рабочего органа выполнены в виде зубьев. Эти зубья должны герметично отделять области высоких давлений от области низких давлений в течение всего периода работы машины. С помощью зубьев осуществляются также первая, вторая и третья фазы цикла.

У шестеренных машин зубья выполняют таким образом, чтобы обеспечить максимальное использование изменяемого объема и свести к минимуму остаточный объем, возвращаемый после третьей фазы цикла в полость входа, а также защемляемый объем, в котором создается либо разрежение, либо повышенное давление из-за несовпадения открытия полости с началом первой фазы или из-за преждевременного закрытия полости при незаконченной третьей фазе. Профиль зубьев может быть эвольвентный, либо специальный (геroторные машины), либо круговой (орбитальные машины).

Для получения большого объема изменяемой полости выгодно уменьшать число зубьев шестерен при заданном наружном диаметре за счет увеличения модуля и уменьшать радиальный зазор между шестернями в зацеплении до величины, равной 0,05 модуля.

С целью устранения подрезания ножек зубьев и заострения вершины зуба при выбранном малом числе зубьев необходимо корригирование зацепления.

Чтобы облегчить перетекание жидкости из одной части защемленного объема в другую при одновременном зацеплении двух пар зубьев, следует увеличить боковой зазор в зацеплении зубьев до 0,1 m.

Небольшая продолжительность зацепления $\varepsilon < 1,1$ уменьшает вредное влияние запираемой во впадинах шестерен жидкости. В этом случае увеличивается пульсация расхода, которая устраняется за счет установки в системе гасителей пульсации [5].

У винтовых машин винты можно рассматривать как косозубые шестерни, число зубьев которых равно числу заходов винтовой нарезки. Мы рассматриваем здесь винтовые машины, у которых винты имеют циклоидальный профиль, так как этот профиль обеспечивает высокую герметичность полостей с высоким давлением.

Винты с прямоугольным и трапецеидальным профилем не-

достаточно герметичны, и поэтому их не используют в области высоких давлений.

Повышение герметичности за счет увеличения числа витков в уплотнительной зоне заданной длины приводит к уменьшению шага нарезки, что требует установки специальных шестерен для обеспечения синхронизации вращения винтов и лишает машину обратимости, т. е. возможности работать на режиме двигателя.

Винты циклоидального или специального профиля с малым числом витков в уплотнительной зоне и с большим углом подъема винтовой линии не нуждаются в дополнительных шестернях для синхронизации их вращения, и машины этого типа обратимы.

Для динамического уравновешивания ведущего винта число ведомых винтов должно быть не менее двух, и ведомые винты должны быть расположены симметрично относительно ведущего винта, так как в этом случае отсутствует поперечная составляющая давления ведущего винта на ведомый винт.

Совместно работающие винты имеют нарезку различного направления.

Отношение угловых скоростей винтов есть величина обратно пропорциональная числу их заходов. Для обеспечения герметичности рабочая длина винтов (т. е. длина винтов в уплотнительной зоне) берется больше шага нарезки, что обеспечивает требуемую непрерывность вращения винтов.

Материалы, применяемые для изготовления основных деталей. Для изготовления корпусных деталей применяются алюминиевые сплавы.

Для изготовления фасонных деталей применяют литейные алюминиевые сплавы на основе систем Al — Si и Al — Si — Cu. Эти сплавы имеют среднюю и высокую прочность и предназначены для работы при температурах до 350° C.

Прочность большинства этих сплавов повышается термической обработкой до $\sigma_в = 20 \div 26$ *кг/см²*.

Термическая обработка для получения указанной прочности состоит из закалки с последующим искусственным старением или стабилизирующим отпуском. Сплавы имеют линейную усадку 1% и объемную усадку до 5%.

В конструкциях, имеющих повышенную рабочую температуру, прочность сплава с увеличением температуры понижается и составляет, например, при температуре 100° C 90%, при 200° C 80%, а при 250° C 75% от номинальной. Добавкой к сплаву Al — Si бериллия и титана можно увеличить прочность сплава до $\sigma_в = 33$ *кг/мм²*. Помимо литейных алюминиевых сплавов, для корпусных деталей применяют деформируемые алюминиевые сплавы системы Al — Cu — Mg (сплавы типа дюралюминия), и Al — Cu — Mg — Fe — Ni. Из этих сплавов можно получать



штамповки и поковки. Прочность этих сплавов после термообработки (закалки и старения) составляет $\sigma_в = 36 \div 44$ *кг/мм²*.

Для шестерен героторных и шестеренных машин и винтов винтовых машин применяются стали, наружные поверхности которых в большинстве случаев упрочняются химико-термической обработкой, что повышает их усталостную прочность, износостойкость и выносливость. Из химико-термических способов обработки наружных поверхностей распространены цементация, цианирование и азотирование.

Цементация ведется на глубину 0,5—2,2 *мм*. Твердость цементованного слоя углеродистой стали *HRC* 60—64, легированной стали *HRC* 58—61.

При применении цементуемых сталей следует иметь в виду, что твердость упрочненного цементацией слоя при температуре выше 200° С уменьшается.

Для изготовления шестерен и винтов применяют хромистую сталь 15ХА; дополнительно легированные хромомарганцовистые стали 16ХГТА и 18ХГТ; хромоникелевую сталь 12ХН3А; хромоникелевые стали, дополнительно легированные молибденом и вольфрамом, 18ХНМА, 18ХНВА, 18Х2Н4ВА.

Цианирование повышает предел выносливости и резко снижает чувствительность к концентрациям напряжений. Глубина цианированного слоя 0,6—1,8 *мм*. Твердость слоя после закалки и отпуска составляет *HRC* 60—63.

Детали подвергают азотированию для повышения поверхностной твердости, износостойкости, усталостной прочности и красностойкости.

Иногда применяют антикоррозионное азотирование с целью повышения их коррозионной устойчивости.

Для азотирования применяют либо хромалюминиевые дополнительно легированные стали 38ХМЮА и 38ХВФЮ, либо такие конструкционные стали, как 38ХА, 18ХНВА, 40ХНМА, 40ХНВА и др., но в этом случае твердость азотированного слоя получается ниже, чем для сталей первой группы ($HRC < 67—68$ вместо $HRC < 68—70$).

Сталь 38ХМЮА из-за наличия в ней алюминия имеет ряд недостатков: значительное количество включений, склонность к образованию волосовин, повышенная хрупкость азотированного слоя.

Подшипники, торцовые опоры и блоки изготовляют из антифрикционных медных литейных сплавов (оловянофосфористых, оловяносвинцовистых и оловяносвинцовоцинковых бронз) с высоким содержанием олова (более 5%). Бронзы первой группы имеют коэффициент трения со смазкой 0,012, без смазки 0,10; бронзы второй группы — соответственно 0,01 и 0,18. Увеличение количества свинца в бронзах этой группы свыше 20% позволяет получить коэффициенты трения со смазкой 0,008 и без смазки

0,14. Бронзы третьей группы имеют коэффициент трения со смазкой 0,009 и без смазки 0,16.

Для уменьшения коэффициента трения без смазки на трущиеся поверхности бронзовых деталей электролитическим путем наносят слой свинца или индия толщиной 1—3 *мкм*.

РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ МАШИНЫ

Объемная гидравлическая машина может работать при различных числах оборотов вала и перепадах давлений рабочей жидкости.

Ограничителями диапазона возможных скоростных режимов и давлений могут быть различные факторы [5].

Для оценки машины при работе в различных условиях используют характеристики, т. е. зависимости показателей ее работы (расход рабочей жидкости, крутящий момент, мощность) от изменения одной из основных величин, характеризующих ее режим (число оборотов, давление).

При работе машины на генераторном режиме в приемную полость подается в единицу времени количество рабочей жидкости, равное $Q_ф = Q_т - Q_п$ [34]. Жидкость поступает в машину вследствие разности давлений над уровнем жидкости в расходном баке и на входе в машину.

Эта разность давлений может создаваться за счет снижения давления во входной полости перед рабочим органом вследствие увеличения объема изменяемой полости в первой фазе цикла. Для осуществления цикла на режиме генератора необходима механическая энергия для вращения приводного вала, которая преобразуется затем в гидравлическую (потенциальную и кинетическую энергию потока жидкости). Вал машины соединяют с каким-либо первичным двигателем, например электродвигателем или двигателем внутреннего сгорания, который приводит его во вращение с числом оборотов n.

При работе машины на режиме двигателя в приемную полость подается в единицу времени количество рабочей жидкости, равное $Q_ф = Q_т + Q_п$. Жидкость поступает в машину с избыточным давлением, которое преобразуется в механическую энергию вращения выходного вала и расходуется на преодоление сопротивления сил трения.

Избыточное давление на выходе из машины определяется гидравлическим сопротивлением выходной магистрали. На двигательном режиме машина развивает вращающий момент M, преодолевая сопротивления на валу M_c.

Характеристики машины на генераторном и двигательном режиме различны. На рис. 7 и 8 представлена расходная ха-

рактеристика машины на обоих режимах, т. е. зависимость фактического расхода $Q_ф$ от числа оборотов n и перепада давлений Δp. При работе машины на двигательном режиме нуле-

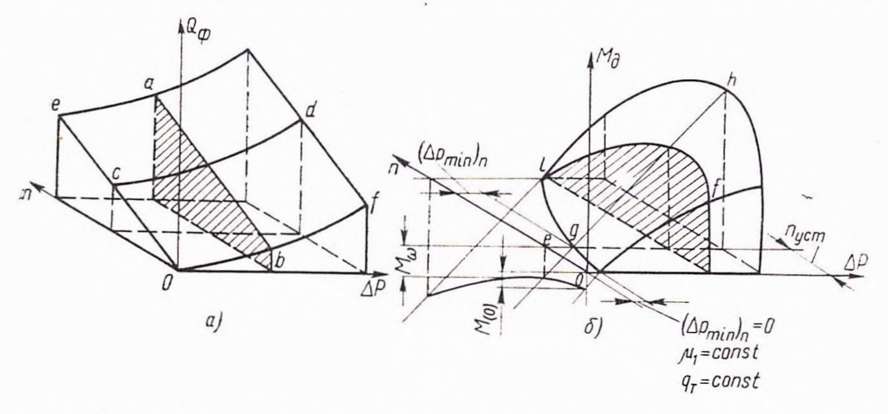


Рис. 7. Характеристики машины, работающей на двигательном режиме: *а* — расходная; *б* — моментная; $[M\omega = M(\omega)\overline{n} \exp(h\overline{n} - k\overline{n}^2) + M(0)]$

вому числу оборотов (координатная плоскость $Q_ф$ 0 Δp) соответствует фактический расход рабочей жидкости через машину, характеризующийся кривой 0 *f* (см. рис. 7).

В отличие от двигательного режима, при работе машины на генераторном режиме в плоскости $Q_ф$ 0 Δp расходной характеристики нет (см. рис. 8). Такие зависимости на генераторном

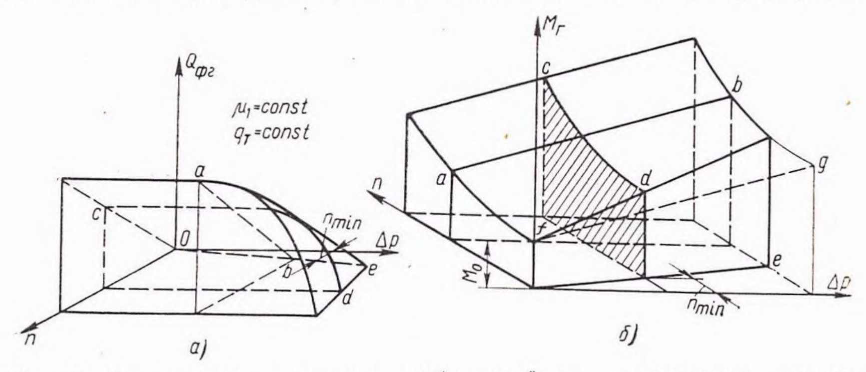


Рис. 8. Характеристики машины, работающей на генераторном режиме: *а* — расходная; *б* — моментная

режиме имеют место лишь при $n>0$. Характер расходных кривых при $n=\text{const}$ на двигательном и генераторном режимах также различен: на двигательном режиме с увеличением Δp функция $Q_ф$ возрастает, в то время как на генераторном режиме ее величина с увеличением Δp уменьшается и при опре-

деленном значении Δp становится равной нулю. Число оборотов приводного вала машины на генераторном режиме, соответствующее нулевому фактическому расходу, обозначено через n_{min} [34]. Минимальные обороты n_{min} на генераторном режиме определяются прямой $o\,e$, лежащей в координатной плоскости $n\ 0\ \Delta p$.

Область минимальных оборотов n_{min} находится между координатной осью $0\ \Delta p$ и прямой $0\ e$. В координатной плоскости $Q_ф\ 0\ n$ расходные характеристики на двигательном и генераторном режиме имеют вид прямой, проходящей через начало координат. Практически при работе на двигательном режиме такую характеристику получить не удается, так как даже при отсутствии внешней нагрузки на валу имеет место перепад давлений Δp между входной и выходной полостями машины, необходимый для преодоления гидравлических сопротивлений и компенсации потерь на трение.

При работе с $\Delta p > 0$ расходная характеристика, соответствующая $\Delta p = \text{const}$ и $n = \text{var}$ изображается на двигательном режиме прямой, пересекающей плоскость $Q_ф 0\ \Delta p$ в точке, отстоящей от оси $0\ \Delta p$ на расстоянии $(Q_ф)_{n=0}$, а на генераторном режиме — прямой, пересекающей плоскость $n\ 0\ \Delta p$ в точке, отстоящей от оси $0\ \Delta p$ на расстоянии n_{min} (см. рис. 7 и 8).

При $n = \text{const}$, но $n > 0$ и $\Delta p = \text{var}$, расходная характеристика на режиме двигателя изображается кривой $c\,d$ (см. рис. 7), начинающейся от плоскости $Q_ф 0\ n$ на расстоянии $(Q_ф)_{n=0}$ от оси $0\ n$.

На режиме генератора расходная характеристика изображается кривой $c\,d$ (рис. 8, a) только в том случае, когда $n > n_{min}$.

Имеются различия и в моментных характеристиках на двигательном и генераторном режимах. На двигательном режиме моментная характеристика в плоскости $M_д\ 0\ \Delta p$ имеет вид кривой, начинающейся на расстоянии $(\Delta p_{min})_{n=0}$ от начала координат. Моментная характеристика на режиме генератора в этой же плоскости имеет вид прямой от вертикальной плоскости $M_г\ 0\ n$. В этом случае, для трогания приводного вала необходим момент $(M_г)_{\Delta p=0}$.

В координатной плоскости $M\ 0\ n$, при работе на двигательном режиме, моментная характеристика отсутствует, а на генераторном режиме изображается кривой $a\,f$ (см. рис. 8).

При $n > 0$, $\Delta p = \text{var}$, $n = \text{const}$ характеристика на режиме двигателя изображается прямой, пересекающей плоскость $n\ 0\ \Delta p$ в точке, отстоящей от координатной оси $0\ n$ на расстоянии $(\Delta p_{min})_n$, а при работе на генераторном режиме — прямой, пересекающей плоскость $n\ 0\ M$ в точке, отстоящей от координатной оси $0\ n$ на расстоянии $(M_г)_{\Delta p=0}$; при этом число оборотов должно быть больше минимального.

При Δp=const и n=var моментная характеристика на режиме двигателя изображается кривой, начинающейся от плоскости $M\ 0\ \Delta p$ на расстоянии $(M_д)_{n=0}$ от оси $0 - \Delta p$ (см. рис. 7), а при работе на генераторном режиме — кривой $c\ d$, начинающейся на расстоянии n_{min} от плоскости $M\ 0\ \Delta p$ и на расстоянии $(M_г)_{min}$ от плоскости $n\ 0\ \Delta p$ (см. рис. 8), причем точка d кривой $c\ d$ отстоит от плоскости $n\ 0\ \Delta p$ на расстоянии $(M)_{n_{min}}$.

ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ

Потери энергии в объемных машинах складываются из механических, гидравлических и объемных потерь. Почти все эти потери переходят в тепло, вызывающее нагрев деталей машины и рабочей жидкости, проходящей через ее внутренние полости. Только незначительная часть тепловой энергии теряется при излучении и конвекции через корпус, в связи с тем, что площадь наружной поверхности у объемных машин невелика.

Таким образом, почти все тепло, выделяемое внутри машины, поглощается рабочей жидкостью, проходящей через нее.

Из-за высокой удельной мощности, приходящейся на единицу веса объемной коловратной машины (6—7 *л. с.* на 1 *кг* веса) даже сравнительно малые относительные потери энергии вызывают значительные величины удельных тепловых потоков $q \geqslant 600$ *квт/м²*. При этом под тепловым потоком понимается количество тепла, приходящееся на единицу площади трения машины в единицу времени.

Механические потери — это в основном потери на трение между деталями рабочего органа машины. Эти потери зависят от перепада давлений рабочей жидкости, действующего на детали рабочего органа и от скорости вращения этих деталей. При отсутствии перепада давлений Δp и при $n=0$ механические потери определяются моментом $M(0)$, необходимым для пуска машины.

Гидравлические потери $\Delta p_г$ складываются из потерь энергии во входной и выходной полостях машины, на входе и выходе из рабочего органа.

Объемные потери $Q_п$ можно разделить на: а) потери $Q_у$ за счет перетечек жидкости из полостей с высоким давлением в полости с низким давлением; б) потери $Q_н$ за счет неполного заполнения рабочих камер машины жидкостью в первой фазе цикла.

Перетечки $Q_у$ внутри машины идут со стороны высокого давления в сторону низкого давления через сеть последовательно и параллельно соединенных зазоров. При этом поток перетечек $Q_у$ можно также разделить на: а) ламинарный поток $Q_{у_1}$; б) турбулентный поток $Q_{у_2}$.

Внутренние зазоры в машине могут иметь внезапные сужения и расширения, создающие местные сопротивления потоку утечек. Стенки, образующие зазоры, могут периодически колебаться перпендикулярно направлению потока утечек.

Сопротивление зазоров может периодически изменяться за один оборот вала машины, а разность давлений Δp по обе стороны зазора также может иметь периодические колебания. Течения по зазорам, имеющим местные сопротивления, колебания стенок и т. д. носят турбулентный характер.

Потери $Q_н$, связанные с неполным заполнением рабочих полостей машины жидкостью во входной камере, состоят из:

1) потерь $Q_{н1}$, связанных с локальным кипением жидкости во входной камере машины; эти потери вызываются дополнительным сопротивлением, возникающим при высоких давлениях рабочей жидкости; при этом детали машины из-за трения разогреваются до температуры, превышающей температуру насыщения паров жидкости при минимальном давлении внутри машины; паровые пузыри, образовавшись на поверхности нагрева, конденсируются в относительно холодной основной массе жидкости, но при этом вследствие образования пузырей возникает дополнительное сопротивление на входе по сравнению с сопротивлением однородной жидкости;

2) потерь $Q_{н2}$ за счет неполного заполнения рабочих камер машины жидкостью в первой фазе из-за выделения растворенных газов из жидкости и противодавления, соответствующего упругости насыщенных паров, а также за счет действия на жидкость центробежных сил.

Глава II

ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОЛОВРАТНОЙ МАШИНЫ

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

У коловратной машины в первой фазе цикла (при работе на режиме двигателя) и в третьей фазе цикла (при работе на режиме генератора) возникают большие избыточные давления рабочей жидкости, которые остаются постоянными в течение всей фазы.

Во второй фазе цикла эти давления либо уменьшаются к концу фазы (при работе на режиме двигателя), либо возрастают (при работе на режиме генератора). Значительные избыточные давления рабочей жидкости, а кроме того, большие удельные нагрузки на поверхностях трения, определяют характеристики работы машины, т. е. минимальное число оборотов, максимальное давление, минимальный (для режима генератора) и максимальный крутящий момент (для режима двигателя).

У коловратных машин все три фазы совмещены во времени за счет наличия в рабочем органе нескольких полостей, в которых в один и тот же момент времени выполняются различные фазы цикла.

Чтобы предотвратить увеличение внутренних утечек рабочей жидкости при повышении давления, необходимо уменьшить зазоры между вращающимися и неподвижными деталями рабочего органа машины. Уменьшение зазоров может быть произведено только до предела, определяемого точностью изготовления деталей, и с учетом обеспечения возможности компенсации температурных изменений деталей. Характер течения жидкости по этим зазорам определяет усилия, действующие на детали рабочего органа.

Поверхности вращающихся деталей должны быть отделены от неподвижных поверхностей устойчивой пленкой жидкости и не должны иметь непосредственный контакт между собой.

Общие закономерности протекания процессов, составляющих

рабочий цикл машины, позволяют найти методы расчета показателей, которых можно ожидать от проектируемой машины при заданных параметрах и условиях работы.

Сложность процессов, составляющих рабочий цикл, и большое количество параметров приводят к известной приближенности расчетов. Точность их тем больше, чем более изучены процессы рабочего цикла и чем ближе по конструкции и условиям работы проектируемая машина к тем машинам, при испытании которых получены закономерности и показатели, положенные в основу методики расчета. Следует иметь в виду, что эти экспериментальные данные соответствуют некоторым средним значениям, в то время как реальные машины одинаковой конструкции и габаритов всегда по характеристикам в большей или меньшей степени отличаются друг от друга. Эксперименты показывают, что неидентичность, например, объемных к. п. д. на рабочем давлении у шестеренных машин составляет 6%, а у винтовых машин 10%.

Кроме того, наряду с основными конструктивными факторами, влияющими на протекание рабочего процесса (способ подвода рабочей жидкости к впадинам шестерен или винтов, пульсация мгновенного расхода, размер остаточного объема) существует ряд переменных параметров (физико-химические свойства рабочих жидкостей, абсолютное давление на входе при работе машины на режиме генератора, перепад давлений между полостями входа и выхода, число оборотов), которые можно изменять в довольно широких пределах при заданной конструкции машины, влияя таким образом на протекание рабочего процесса. В связи с этим чрезмерное усложнение методов расчета для его кажущегося уточнения оказывается практически неоправданным.

ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ЯВЛЕНИЯ, ПРОИСХОДЯЩИЕ В РАБОЧЕМ ОРГАНЕ МАШИНЫ ЗА ПЕРИОД ОДНОГО ЦИКЛА

В первой фазе цикла, т. е. при заполнении машины рабочей жидкостью на входе, при работе машины на режиме генератора, абсолютное давление в изменяемой полости может быть ниже атмосферного. При таком давлении из жидкости начинают выделяться растворенные в ней газы, а если давление будет меньше давления, соответствующего упругости насыщенных паров рабочей жидкости, то в полости входа возникнет локальное кипение.

В коловратных машинах вследствие вращения рабочих органов (шестерен, винтов и т. д.) понижается абсолютное давление в части рабочих полостей (у основания впадин).

Диаграмма изменения давления рабочей жидкости в машине показана на рис. 9. В первой фазе цикла давление падает

с величины $(p_1)_г$ до $(p_1')_г$ — за счет гидравлических сопротивлений, действия центробежных сил и т. д. При работе на режиме генератора наиболее низкое давление в машине $p'_{1г}$ возникает в первой фазе цикла.

При работе на режиме двигателя низкое давление $(p_2)_д$ возникает за счет гидравлических сопротивлений в третьей фазе цикла на выходе из машины; при этом всегда давление $(p_2)_д > (p_1')_г$, так как если давление $(p_1')_г$ может быть ниже атмосферного давления, то давление $(p_2)_д$ всегда выше атмосферного давления или может быть равно ему.

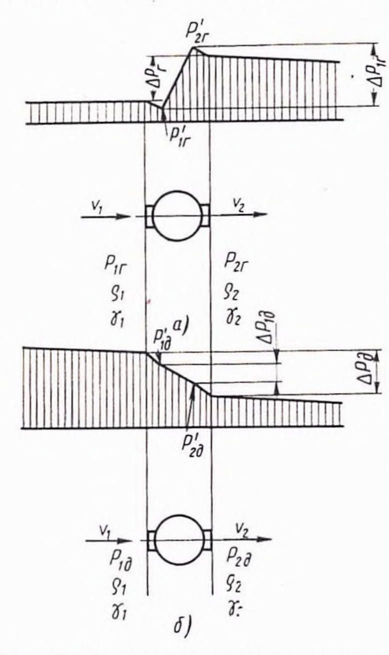


Рис. 9. Изменение давления в машине:

а — режим генератора; *б* — режим двигателя

Во второй фазе цикла, при работе на режиме генератора, давление повышается от величины $(p_1')_г$ до $(p_2')_г$, а при работе машины на режиме двигателя снижается с $(p_1')_д$ до $(p_2')_д$. Таким образом, на режиме генератора полостью низких давлений является входная камера машины и часть уплотнительной зоны между входной и выходной камерами, в который выполняется вторая фаза цикла. При работе на режиме двигателя полостью низких давлений является выходная камера машины и часть уплотнительной зоны.

В полости низких давлений через зазоры между деталями, отделяющими эти полости от полостей с высокими давлениями, проходит поток утечек, который уменьшает объемный к. п. д. машины. Внутренние зазоры, по которым идет этот поток, имеют сужения и расширения, создающие ему местные сопротивления. Так, например, у шестеренной машины (рис. 2) из полостей, образованных впадинами шестерен, корпусом и торцовыми поверхностями опор, поток утечек идет в шести направлениях: а) по радиальным зазорам между торцами шестерен и опор к цапфам шестерен; б) по зазорам между корпусом и образующими наружных цилиндрических поверхностей опор; в) по зазорам между корпусом и концентрическими окружностями наружных цилиндрических поверхностей опор; г) по радиальным зазорам между вершинами зубьев шестерен и корпусом; д) по стыку опор; е) по зазорам между зацепляющи-

мися зубьями, т. к. последние имеют контакт не по всей ширине зуба.

У винтовой машины на рис. 4 поток утечек идет в двух направлениях: а) по зазорам между блоком и наружными диаметрами винтов; б) по зазорам между зацепляющимися нарезками винтов, так как последние имеют контакт не по всей длине зацепления.

В шестеренных машинах при продолжительности зацепления $\varepsilon > 1$, т. е. при одновременном зацеплении двух пар зубьев, имеет место случай, когда увеличение объема изменяемой полости за счет выхода зуба одной шестерни из впадины другой шестерни начинается раньше начала первой фазы цикла. При этом в замкнутом объеме изменяемой полости происходит падение абсолютного давления до величины, соответствующей упругости насыщенных паров рабочей жидкости, и возникают явления локального кипения и выделения растворенных газов, связанные с низким абсолютным давлением. Явления недопустимого уменьшения абсолютного давления устраняются введением разгрузочных канавок со стороны полости низкого давления [5, 55].

БЕЗРАЗМЕРНЫЕ КРИТЕРИИ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ АНАЛИЗА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Критерии, используемые для анализа и сравнения процессов, происходящих в объемных гидравлических машинах, даны в работе [34]. К ним относится:

число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{Q}{b\nu}; \tag{1}$$

критерий Эйлера

$$\mathrm{Eu} = \frac{\Delta p b^2 h^2}{\rho Q^2}; \tag{2}$$

число Струхаля

$$\mathrm{Sh} = \frac{h^2 b}{Qt}; \tag{3}$$

критерий Пекле

$$\mathrm{Pe} = \frac{Gc}{b\lambda}; \tag{4}$$

критерий Прандтля

$$\mathrm{Pr} = \frac{c\eta g}{\lambda} = \frac{\nu}{a} = \frac{\mathrm{Pe}}{\mathrm{Re}}; \tag{5}$$

критерий Нуссельта

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha s}{\lambda}; \tag{6}$$

критерий Грасгофа

$$\mathrm{Gr}_x = \frac{g\beta\theta_{cm}x^3}{\nu^2}, \tag{7}$$

критерий Стантона

$$\mathrm{St} = \frac{\alpha F}{Gc} = \frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}; \tag{8}$$

критерий Фурье

$$\mathrm{Fo} = \frac{at}{s^2}; \tag{9}$$

критерий Био

$$\mathrm{Bi} = \frac{\alpha}{\lambda}\sqrt{\frac{at}{\pi}}; \tag{10}$$

безразмерное условное число оборотов

$$\overline{n}_{\min} = \frac{n_{\min}}{n}, \tag{11}$$

где

$$n_{\min} = \frac{Q_n}{q_T};$$

объемный к. п. д. машины

$$\eta_o = (1 \pm \overline{n}_{\min})^{\pm 1}; \tag{12}$$

безразмерные гидравлические потери

$$\overline{\Delta p_г} = \frac{1}{Q_T \pm Q_n}\sum_{i=1}^{n}\Delta p_i Q_i; \tag{13}$$

гидравлический к. п. д.

$$\eta_г = (1 \pm \overline{\Delta p_г})^{\pm 1}; \tag{14}$$

безразмерный момент сил трения

$$\overline{\Delta M} = \frac{\Delta M}{M_1},$$

где

$$M_1 = \frac{q_T \Delta p_1}{2\pi}; \tag{15}$$

механический к. п. д.

$$\eta_м = (1 \pm \overline{\Delta M})^{\pm 1}; \tag{16}$$

гидромеханический к. п. д.

$$\eta_{гм} = (1 \pm \overline{\Delta M}_г)^{\pm 1} (1 \pm \overline{\Delta M})^{\pm 1}; \qquad (17)$$

$$\overline{\Delta M}_г = \frac{\Delta M_г}{M_1}; \quad \Delta M_г = \frac{q_T \Delta p_г}{2\pi}; \qquad (18)$$

полный к. п. д.

$$\eta_n = (1 \pm \overline{\Delta M})^{\pm 1} (1 \pm \overline{\Delta M}_г)^{\pm 1} (1 \pm \overline{n}_{\min})^{\pm 1}. \qquad (19)$$

Для формул (12)—(14) знак минус перед $\overline{n}_{\min}$, Q_n, $\overline{\Delta p}_г$ и знак плюс в показателе степени соответствует работе на режиме генератора. Для формулы (16) знак плюс перед $\overline{\Delta M}$ и знак минус в показателе степени также соответствует работе на режиме генератора.

Применительно к коловратным машинам эти критерии имеют следующие значения: $\mathrm{Re} < 100$; $\mathrm{Eu} > 1$; $\mathrm{Pe} > 10^4$; $\mathrm{Pr} > 100$; $\mathrm{Nu} > 1$; $\mathrm{Fo} < 1$; $\mathrm{Bi} < 0{,}1$; $\mathrm{Gr} < 10^{-9}$; $\mathrm{St} > 10^{-4}$; $\mathrm{Sh} > 10^{-2}$.

Полный к. п. д. коловратных машин $\eta_n > 0{,}5$, причем у винтовых машин он обычно несколько выше, чем у шестеренных, за счет более высокого механического к. п. д. первых.

ОБЪЕМНЫЕ, ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В МАШИНЕ В ИЗОТЕРМИЧЕСКИХ И НЕИЗОТЕРМИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

В предыдущей главе дана классификация объемных, гидравлических и механических потерь энергии в машине.

Объемные потери Q_y имеют в основном неизотермический характер. Сопротивление внутренних зазоров между деталями машины, по которым идет поток утечек Q_y, периодически изменяется за один оборот вала машины; периодически изменяется и перепад давлений Δp по обе стороны зазора. При изменении зазора с большой частотой (более 300 *гц*) в моменты времени, соответствующие увеличению зазора, в последнем нарушается сплошность потока Q_y и происходит местное понижение давления.

Понижение давления сопровождается расширением пузырьков воздуха, находящихся в механической смеси с жидкостью; происходит выделение растворенного воздуха из жидкости и возникает местное кипение жидкости в тех случаях, когда пониженное давление в зазоре достигает давления насыщенных паров при имеющейся температуре жидкости.

В тех местах зазоров, где происходит периодическое понижение давления, возникает коррозионное и эрозионное разрушение материала стенок зазора за счет:

а) *механического воздействия на них гидравлических ударов* [6, 55], *возникающих при быстром сжатии пузырьков воздуха*

и пара в моменты времени, когда зазор уменьшается и давление в них резко возрастает (до $3 \cdot 10^8$ $н/м^{-2}$);

б) воздействия мгновенных местных нагревов поверхности зазора до 1500° С за счет сжатия пузырьков газов и паров [6], чередующихся с последующими охлаждениями;

в) наличия большого количества кислорода в воздухе [6] растворенном в жидкости, что активизирует процессы коррозии.

Гидравлические потери $\Delta p_г$ являются в основном местными потерями и проявляются при любом изменении формы или направления потока. Сюда относятся также потери, вызванные действием центробежных сил $\Delta p_ц$, препятствующих полному заполнению объема рабочего органа. Величину гидравлических потерь можно представить в виде

$$\Delta p_г = \sum_{i=1}^{m} \Delta p_i + \Delta p_ц, \qquad (20)$$

где m — количество местных сопротивлений во входной и выходной полостях машины, на входе и выходе из рабочего органа.

Гидравлические потери в коловратных машинах сравнительно невелики ($\Delta p_г < 10^5$ $н/м^2$), поэтому с достаточной для практических расчетов точностью можно считать, что эти потери происходят в изотермических условиях.

Механические потери определяются трением деталей машины. Эти потери разделяются на: а) потери, зависящие от перепада давлений между входной и выходной полостями; б) потери, зависящие от числа оборотов машины; в) потери при $\Delta p = 0$ и $n \approx 0$.

За счет тепла, возникающего в результате механических потерь, осуществляется неизотермический характер течения Q_y в тех зазорах, где одна стенка перемещается относительно другой.

К этому типу течений относятся перетечки между торцами шестерен и уплотняющими деталями, между соприкасающимися зубьями шестерен, между вершинами зубьев шестерен и корпусом у шестеренных и героторных машин, между двумя соприкасающимися витками, а также между наружным диаметром витков и корпусом у винтовых машин.

РАБОТА НА РЕЖИМЕ ГЕНЕРАТОРА И ДВИГАТЕЛЯ

Генераторный и двигательный режимы коловратной машины описаны в предыдущей главе. Как видно из рис. 9, график изменения давления зависит от режима, на котором работает машина. Если на режиме генератора во входной полости машины создается давление p_1, которое меньше давления p_2 на выходе из машины,

то при работе на режиме двигателя наблюдается обратная картина: во входной полости машины создается давление p_1, которое всегда больше давления p_2.

При работе на режиме генератора механическая энергия привода расходуется на покрытие механических потерь $\Delta N_м$ и на получение гидравлической энергии $N_т = Q_т \, \Delta p_1$, где Δp_1 — полный перепад давлений, создаваемый рабочим органом машины. Этот перепад больше перепада $\Delta p = p_2 - p_1$ между выходной и входной полостями машины на величину $\Delta p_г = \Delta p_1 - \Delta p$, где $\Delta p_г$ — гидравлические потери во входных и выходных полостях машины и на входе и выходе из рабочего органа.

Полезная гидравлическая мощность $N_п$, отдаваемая машиной меньше мощности $N_т$ за счет объемных и гидравлических потерь

$$N_п = N_т - Q_п (\Delta p_1 - \Delta p_г) - Q_т \, \Delta p_г = 2\pi M_1 n - n_{\min} \cdot 2\pi (M_1 - \Delta M_г) - 2\pi n \Delta M_г = 2\pi (n - n_{\min}) \cdot (M_1 - \Delta M_г) \qquad (21)$$

в случае канализации утечек во входную полость машины и

$$N_п = N_т - Q_п \Delta p_1 - Q_т \, \Delta p_г = 2\pi M_1 n - n_{\min} \, 2\pi M_1 - 2\pi n \Delta M_г = 2\pi \left[(n - n_{\min}) \, M_1 - n \Delta M_г \right] \qquad (22)$$

в случае непосредственной канализации утечек в расходный бак.

При работе на режиме двигателя перепад давлений в рабочем органе Δp_1 меньше перепада давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ между входной и выходной полостями машины на величину $\Delta p_г = \Delta p - \Delta p_1$.

Полная гидравлическая мощность, подводимая к машине, равна

$$N_{подв} = (Q_т + Q_п) (\Delta p_1 + \Delta p_г). \qquad (23)$$

При $n = \text{const}$ часть подводимой мощности расходуется на компенсацию объемных и гидравлических потерь:

$$N_о = Q_п (\Delta p_1 + \Delta p_г) + 2\pi n \Delta M_г. \qquad (24)$$

Другая часть преобразуется в механическую мощность:

$$N_{мех} = N_{подв} - N_о. \qquad (25)$$

Полезная механическая мощность $N_{полезн}$, отдаваемая машиной, меньше мощности $N_{мех}$ на величину $\Delta N_м$, необходимую для компенсации потерь на трение

$$N_{полезн} = N_{мех} - \Delta N_м = Q_т \, (\Delta p_1 + \Delta p_г) - 2\pi n \, (\Delta M_г + \Delta M) = Q_т \, \Delta p_1 - 2\pi n \Delta M = 2\pi n \, (M_1 - \Delta M). \qquad (26)$$

При работе на больших давлениях удельный вес жидкости и ее плотность будут различными во входной и выходной по-

лости за счет изменения давления и нагрева жидкости в период выполнения всех трех фаз цикла.

Изменение удельного веса рабочей жидкости от перепада температур имеет вид [34]

$$\gamma = \gamma_1 (1 - a_4 \Delta T), \tag{27}$$

а изменение удельного веса от перепада давлений

$$\gamma = \gamma_1 (1 + a_5 \Delta p^{a_6}). \tag{28}$$

Таким образом, при работе машины на генераторном режиме удельный вес рабочей жидкости в выходной полости машины определяется формулой

$$\gamma = \gamma_1 (1 - a_4 \Delta T)(1 + a_5 \Delta p^{a_6}). \tag{29}$$

При прохождении рабочей жидкости через коловратную машину, работающую на режиме генератора, удельный вес жидкости будет оставаться без изменений для рабочих жидкостей, у которых $a_4 < 8{,}3 \cdot 10^{-4}$, $a_5 < 2 \cdot 10^{-4}$, $a_6 < 0{,}85$ [34].

При работе на двигательном режиме удельный вес рабочей жидкости в выходной полости машины равен

$$\gamma = \gamma_1 (1 - a_4 \Delta T)(1 - a_5 \Delta p^{a_6}), \tag{30}$$

т. е. за счет нагрева и уменьшения давления $\gamma < \gamma_1$.

Уравнение сплошности при условии переменной плотности имеет вид [34]

$$\frac{\partial}{\partial x}(Q\rho) = 0, \tag{31}$$

поэтому объемный расход при работе машины на генераторном режиме остается постоянным, а при работе на двигательном режиме увеличивается.

Объемные потери $(Q_y)_г$ на генераторном режиме при $(\Delta p_1)_г = (\Delta p_1)_д$ и при одинаковой температуре жидкости на входе будут больше, чем на двигательном режиме, в связи с тем, что рабочая жидкость в полости высокого давления имеет в этом случае более высокую температуру, чем при работе на двигательном режиме. Таким образом, объемный к. п. д. при работе на двигательном режиме при $(\Delta p_1)_г = (\Delta p_1)_д$ и при одинаковой температуре рабочей жидкости на входе будет больше, чем при работе на генераторном режиме.

РАБОТА НА СТАЦИОНАРНОМ И НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМАХ

При $n = \text{const}$, при работе машины на режиме генератора первичный двигатель создает на валу машины момент $M_{пр}$.

Гидравлический момент $M_г$ действует навстречу моменту первичного двигателя $M_{пр}$, т. е. является тормозящим. Кроме тормозящего гидравлического момента $M_г$, на валу возникает

еще тормозной момент ΔM, соответствующий мощности $\Delta N_M = 2\pi n \Delta M$, которую нужно подвести к машине, чтобы компенсировать потери на трение.

При $n = \text{const}$ вращающий момент первичного двигателя M_{np} и тормозной момент $M_т = M_г + \Delta M$ должны находиться во взаимном равновесии. Следовательно, при $n = \text{const}$

$$M_{np} = -M_т = -(M_г + \Delta M). \quad (32)$$

Обычно под $M_г$ и ΔM понимают составляющие момента M_{np}, каждая из которых уравновешивает соответствующий момент сопротивления. В этом случае

$$M_{np} = M_г + \Delta M. \quad (33)$$

На двигательном режиме машина развивает вращающий момент M, преодолевая момент сопротивления на валу M_c и преобразовывая подводимую гидравлическую мощность в механическую мощность выходного вала.

Статический момент M_c определяется свойствами машины и зависит от характера рабочего процесса. В некоторых случаях статический момент остается во время работы постоянным; в других случаях он изменяется во времени. Статические моменты могут быть реактивными и активными. Реактивные моменты всегда направлены навстречу вращающему моменту M, т. е. всегда препятствуют вращению и, следовательно, являются тормозящими. В противоположность реактивным активные статические моменты сохраняют свой знак при изменении направления вращения вала, т. е. при одном направлении они могут действовать навстречу вращающемуся моменту и, следовательно, являются тормозящими, а при другом направлении вращения действуют вместе с моментом M и, следовательно, являются движущими. Статический момент можно представить в виде суммы двух моментов — момента $M_н$, создаваемого внешней относительно машины нагрузкой и момента потерь ΔM, который, как было сказано выше, создается трением и потерями внутри машины. Таким образом,

$$M_c = M_н + \Delta M. \quad (34)$$

Момент $M_н$ называется полезным тормозящим моментом, поскольку он соответствует мощности $N_{полезн}$ (см. предыдущий параграф).

Зависимость между вращающим моментом M и моментом сопротивления M_c определяется условием взаимного равновесия:

$$M = -M_c. \quad (35)$$

Обычно имеют в виду не момент сопротивления, а составляющие вращающего момента, каждая из которых находится в равновесии с соответствующим моментом сопротивления:

$$M = M_н + \Delta M. \quad (36)$$

Теперь рассмотрим нестационарные процессы на участке гидравлического привода, состоящего из двух коловратных машин, соединенных трубопроводами; при этом одна из этих машин работает на режиме генератора и приводится во вращение первичным двигателем, а вторая — на режиме двигателя, получая от первой машины количество рабочей жидкости $Q_{\phi} = Q_{т} + Q_{п}$ под избыточным давлением Δp.

Динамические процессы в объемном гидроприводе включают взаимосвязанные нестационарные механические и гидравлические процессы.

Причиной возникновения нестационарных явлений могут быть либо изменение механических параметров (статический момент нагрузки, момент инерции гидромотора и нагрузки), либо гидравлических параметров (рабочее давление, гидравлическое сопротивление и т. д.).

Нестационарные процессы возникают при переходе от одного состояния гидропривода к другому, т. е. от остановки к движению, и наоборот, от одного числа оборотов к другому, от одного направления вращения к противоположному.

Длительность переходных процессов зависит от характеристик основных элементов гидравлического привода. Эти характеристики, в свою очередь, зависят от момента сил трения, моментов инерции, материала трубопроводов и т. д.

При рассмотрении нестационарных процессов введем следующие упрощения:

а) первичный двигатель имеет достаточную мощность, поэтому число его оборотов не зависит от изменения нагрузки гидравлического привода;

б) изменение температуры жидкости на участке от расходного бака до слива из двигателя сравнительно невелико, поэтому вязкость жидкости во время работы на нестационарном режиме гидропривода остается постоянной;

в) момент нагрузки постоянен;

г) расход рабочей жидкости через генератор сохраняется постоянным.

Обозначим через $V_{г}$ — объем жидкости в выходной полости генератора, $V_{д}$ — объем жидкости во входной полости двигателя и через $V_{т}$ — объем жидкости в трубопроводе, соединяющим выходную камеру генератора с входной камерой двигателя.

Объем жидкости, находящейся под давлением в гидроприводе, равен

$$V = V_{г} + V_{д} + V_{т}. \qquad (37)$$

Жидкость, находящаяся в объеме V, имеет приведенный модуль упругости $E_{пр}$ [5], учитывающий сжимаемость находящихся в этом объеме газов и паров, а также деформации кор-

пусов коловратных машин и стенок соединяющего их трубопровода.

При вращении генератора с числом оборотов $n_г$ уравнение расхода через генератор имеет вид

$$Q_г = n_г q_г = q_д n_{д0} + (Q_п)_{д0} = q_д n_д + (Q_п)_г + (Q_п)_д + \\ + \frac{V}{E_{пр}} \cdot \frac{d(\Delta p_д)}{dt}, \quad (38)$$

где $q_г$ и $q_д$ — объемный расход рабочей жидкости за один оборот генератора и двигателя соответственно.

$n_г$ — число оборотов вала генератора;

$n_д$ и $n_{д0}$ — число оборотов вала двигателя под нагрузкой и на холостом ходу;

$(Q_п)_г$, $(Q_п)_д$ — объемные потери жидкости внутри генератора и двигателя [34] при работе их под нагрузкой;

$(Q_п)_{д0}$ — объемные потери жидкости внутри двигателя при работе на холостом ходу.

Объемные потери жидкости внутри генератора и двигателя при работе их под нагрузкой равны [34]

$$(Q_п)_г = (Q_т)_г \cdot a_г (\overline{\Delta p}_{1г})^{b_г}; \quad (39)$$

$$(Q_п)_д = (Q_т)_д \, a_д (\overline{\Delta p}_{1д})^{b_д}, \quad (40)$$

где $\overline{\Delta p_{1г}} = \frac{\Delta p_{1г}}{(\Delta p_{ном})_г}$ — перепад давлений между выходной и приемной полостями генератора;

$\overline{\Delta p}_{1д} = \frac{\Delta p_{1д}}{(\Delta p_{ном})_д}$ — перепад давлений между приемной и выходной полостями двигателя;

$(\Delta p_{ном})_г$, $(\Delta p_{ном})_д$ — перепады давлений у генератора и двигателя при работе их на номинальном режиме;

$a_г$, $b_г$, $a_д$, $b_д$ — постоянные коэффициенты, зависящие от конструктивного исполнения рабочего органа машины.

Вращающий момент двигателя равен [34]

$$\frac{q_д \Delta p_д}{2\pi} = M_н + \Delta M + 2\pi (J_д + J_н) \frac{dn_д}{dt}, \quad (41)$$

где $M_н$ — момент нагрузки;

$J_д$ и $J_н$ — моменты инерции двигателя и нагрузки;

ΔM — момент потерь [34].

Момент потерь равен

$$\Delta M = M(p) \Delta p_д + M_0 + M_\omega \overline{n}_д \exp(h\overline{n}_д - k\overline{n}_д^2), \quad (42)$$

где

$$\overline{n}_\partial = \frac{n_\partial}{(n_\partial)_{ном}};$$

$(n_\partial)_{ном}$ — число оборотов вала двигателя на номинальном режиме.

Подставив выражение (42) в формулу (41), получим

$$\frac{q_\partial \Delta p_\partial (1-\Omega)}{2\pi} = M_н + M_0 + M_\omega \overline{n}_\partial \exp\left(h\overline{n}_\partial - k\overline{n}_\partial^2\right) + + 2\pi (J_\partial + J_н) \frac{dn_\partial}{dt}, \qquad (43)$$

где

$$\Omega = \frac{2\pi M(p)}{q_\partial}.$$

Из выражения (43) найдем значение $\frac{d(\Delta p_\partial)}{dt}$ и подставив его в уравнение (38), после некоторых преобразований получим общее дифференциальное уравнение нестационарных процессов

$$A_1 A_2 \frac{d^2 n_\partial}{dt^2} + A_1 \frac{d}{dt}\left[n_\partial \exp\left(h\overline{n}_\partial - k\overline{n}_\partial^2\right)\right] + n_\partial = = n_{\partial 0} + n_{\partial 0}\left\{a_\partial\left[(\overline{\Delta p}_{1\partial 0})^{b_\partial} - (\overline{\Delta p}_{1\partial})^{b_\partial}\right] - \frac{q_г}{q_\partial}\cdot a_г (\overline{\Delta p}_{1г})^{b_г}\right\}, \qquad (44)$$

где

$$A_1 = \frac{2\pi V M_\omega}{q_\partial^2 (1-\Omega) E_{пр} (n_{ном})_\partial};$$

$$A_2 = \frac{2\pi (J_\partial + J_н)(n_{ном})_\partial}{M_\omega}.$$

Рассмотрим нестационарные процессы в объемном гидроприводе. Начнем с процесса пуска. Рассмотрим гидропривод, у которого

$$\left.\begin{aligned} q_г = q_\partial;\ a_\partial = a_г = a;\ b_\partial = b_г = b; \\ \Delta p_{1г} \approx \Delta p_{1\partial};\ n_{\partial 0} = n_{г0} \end{aligned}\right\} \qquad (45)$$

и, кроме того, $\overline{\Delta p}_{1\partial} \gg \overline{\Delta p}_{1\partial 0}$.

Для большинства объемных гидромашин $h\overline{n}_\partial - k\overline{n}_\partial^2 \ll 1$, поэтому примем

$$\exp\left(h\overline{n}_\partial - k\overline{n}_\partial^2\right) \approx 1. \qquad (46)$$

После упрощения выражений (45) и (46) получим

$$A_1 A_2 \frac{d^2 n_\partial}{dt^2} + A_1 \frac{dn_\partial}{dt} + n_\partial = n_{\partial 0} - 2a n_{\partial 0}\cdot(\overline{\Delta p}_{1\partial})^b. \qquad (47)$$

Второй член правой части уравнения (47) представим в виде

$$\overline{(\Delta p_{1\partial})}^b = A_3^b (M_н + M_0)^b \left[1 + \frac{A_4 n_\partial}{A_3 (M_н + M_0)} + \frac{A_5}{A_3 (M_н + M_\partial)} \frac{dn_\partial}{dt}\right]^b \approx$$

$$\approx (M_н + M_0)^b A_3^b + A_4 b A_3^{b-1} (M_н + M_0)^{b-1} n_\partial +$$

$$+ A_5 b A_3^{b-1} (M_н + M_0)^{b-1} \frac{dn_\partial}{dt}, \qquad (48)$$

где

$$A_3 = \frac{2\pi}{q_\partial (1 - \Omega)(\Delta p_{ном})_\partial};$$

$$A_4 = \frac{2\pi M_\omega}{q_\partial (1 - \Omega)(\Delta p_{ном})_\partial (n_\partial)_{ном}} = A_3 \frac{M_\omega}{(n_\partial)_{ном}};$$

$$A_5 = \frac{4\pi^2 (J_\partial + J_н)}{q_\partial (1 - \Omega)(\Delta p_{ном})_\partial} = 2\pi (J_\partial + J_н) A_3.$$

Подставив значение $\overline{(\Delta p_{1\partial})}^b$ в выражение (47), получим

$$\frac{d^2 n_\partial}{dt^2} + A_6 \frac{dn_\partial}{dt} + A_7 n_\partial = A_8 n_{\partial 0} - A_9 (M_н + M_0)^b, \qquad (49)$$

$$A_6 = A_2^{-1} + 2abA_5 A_1^{-1} A_2^{-1} A_3^{b-1} n_{\partial 0} (M_н + M_0)^{b-1};$$

$$A_7 = (A_1 A_2)^{-1} \left[1 + 2abA_4 A_3^{b-1} n_{\partial 0} (M_н + M_0)^{b-1}\right];$$

$$A_8 = (A_1 A_2)^{-1};$$

$$A_9 = (A_1 A_2)^{-1} 2aA_3^b n_{\partial 0}.$$

Уравнение (43) с учетом выражения (46) примет вид

$$\Delta p_\partial = (\Delta p_{ном})_\partial \left[A_3 (M_н + M_0) + A_4 n_\partial + A_5 \frac{dn_\partial}{dt}\right]. \qquad (50)$$

Решение неоднородного линейного уравнения второго порядка (49) для случая, когда $A_6 > 2\sqrt{A_7}$, имеет вид

$$n_\partial = C_1 \exp\left(-\frac{t}{A_{10}}\right) + C_2 \exp\left(-\frac{t}{A_{11}}\right) +$$

$$+ \frac{1}{A_7} [A_8 n_{\partial 0} - A_9 (M_н + M_0)^b], \qquad (51)$$

где

$$A_{10} = 2\left[A_6 - \sqrt{A_6^2 - 4A_7}\right]^{-1};$$

$$A_{11} = 2\left[A_6 + \sqrt{A_6^2 - 4A_7}\right]^{-1}.$$

Примем, что число оборотов двигателя $n_\partial = n_{\partial 1}$ при $t = \infty$. Тогда из выражения (51) получим

$$n_{\partial 1} = A_7^{-1} [A_8 n_{\partial 0} - A_9 (M_н + M_0)^b]. \qquad (52)$$

Значение постоянных C_1 и C_2 найдем из начальных условий, когда $t=0$ $(n_\partial)_{t=0}=0$ и $\left(\frac{dn_\partial}{dt}\right)_{t=0}=0$.

Подставляя найденные значения C_1 и C_2 в выражение (51), получим

$$n_\partial = n_{\partial 1}\left[\frac{A_{11}}{A_{10}-A_{11}}\exp\left(-\frac{t}{A_{11}}\right)-\frac{A_{10}}{A_{10}-A_{11}}\exp\left(-\frac{t}{A_{10}}\right)+1\right]. \quad (53)$$

Для случая, когда $A_6<2\sqrt{A_7}$, решение уравнения (49) имеет вид

$$n_\partial = \exp(-A_{12}t)\,[C_3\cos A_{13}t + C_4\sin A_{13}t] + n_{\partial 1}, \quad (54)$$

где

$$A_{12}=\frac{A_6}{2};\quad A_{13}=\sqrt{\frac{4A_7-A_6^2}{2}}.$$

Значения постоянных C_3 и C_4 найдем из начального условия $[n_\partial]_{t=0}=0$ и $\left|\frac{dn_\partial}{dt}\right|_{t=0}=0$.

Подставив значения C_3 и C_4 в уравнение (54), получим

$$n_\partial = n_{\partial 1}\left[1-\exp(-A_{12}t)\left(\cos A_{13}t+\frac{A_{12}}{A_{13}}\sin A_{13}t\right)\right]; \quad (55)$$

$$\frac{dn_\partial}{dt} = n_{\partial 1}\left(A_{13}+\frac{A_{12}^2}{A_{13}}\right)\sin A_{13}t\exp(-A_{12}t). \quad (56)$$

Подставив в уравнение (50) значения n_∂ и $\frac{dn_\partial}{dt}$, определим перепад давлений Δp_∂ двигателя. Если принять, что $(\Delta p_\partial)_{t=\infty} = \Delta p_{\partial 1}$, то

$$\Delta p_{\partial 1} = (\Delta p_{ном})_\partial\,[(M_н+M_0)A_3+A_4 n_{\partial 1}]. \quad (57)$$

Для случая, когда $A_6>2\sqrt{A_7}$,

$$\Delta p_\partial = \Delta p_{\partial 1}+\frac{(\Delta p_{ном})_\partial n_{\partial 1}}{(A_{10}-A_{11})}\left[(A_4A_{11}-A_5)\exp\left(-\frac{t}{A_{11}}\right)+\right.$$
$$\left.+(A_5-A_4A_{10})\exp\left(-\frac{t}{A_{10}}\right)\right]; \quad (58)$$

для случая, когда $A_6<2\sqrt{A_7}$,

$$\Delta p_\partial = \Delta p_{\partial 1}+(\Delta p_{ном})_\partial\, n_{\partial 1}\left[\left(A_5A_{13}+\frac{A_5A_{12}^2}{A_{13}}-\right.\right.$$
$$\left.\left.-\frac{A_4A_{12}}{A_{13}}\right)\sin A_{13}t - A_4\cos A_{13}t\right]\exp(-A_{12}t). \quad (59)$$

Кривые $n_\partial=f(t)$ и $\Delta p_\partial=F(t)$ показаны на рис. 10.

Из уравнений (53), (54), (58) и (59) можно найти время T_1 нарастания давления при неподвижном вале двигателя, время

запаздывания $T_з$, время разгона T_p, абсциссу точки перегиба T_n, время $T_м$, через которое перепад давлений достигнет максимальной величины $(\Delta p_\partial)_{max}$ и величину максимального перепада давления $(\Delta p_\partial)_{max}$ (см. рис. 10).

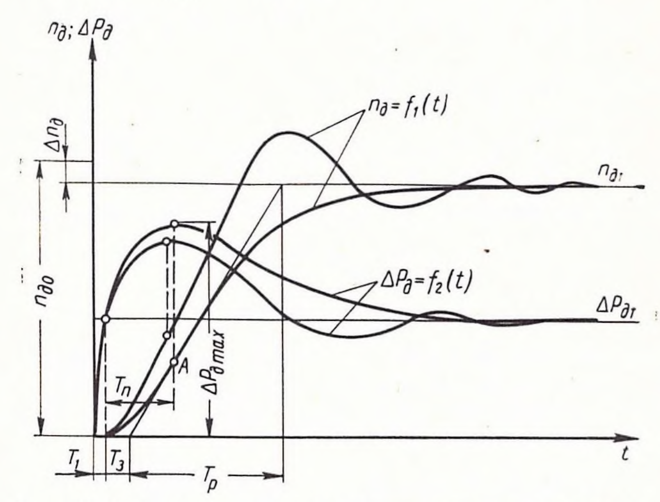


Рис. 10. Переходная характеристика при пуске гидравлической машины (двигательный режим):

n_∂ — число оборотов выходного вала в единицу времени; $n_{\partial 1}$, $\Delta p_{\partial 1}$ — установившиеся значения числа оборотов и перепада давления рабочей жидкости; $n_{\partial 0}$ — число оборотов вала на холостом ходу; $\Delta n_\partial = n_{\partial 0} - n_{\partial 1}$

Абсциссу точки перегиба T_n определим, приравняв нулю вторую производную $\frac{d^2 n_\partial}{dt^2}$. При переходе через точку перегиба вторая производная $\frac{d^2 n_\partial}{dt^2}$ должна менять свой знак. Как видно из рис. 10, кривая n_∂ на участке до точки с абсциссой T_n является вогнутой, а после этой точки — выпуклой.

Следовательно, вторая производная $\frac{d^2 n_\partial}{dt^2}$ при переходе через значение $t = T_n$ меняет знак.

Когда $A_6 > 2\sqrt{A_7}$ и при $\frac{d^2 n_\partial}{dt^2} = 0$

$$T_n = \frac{A_{10} A_{11}}{A_{10} - A_{11}} \ln \frac{A_{10}}{A_{11}}; \qquad (60)$$

когда $A_6 < 2\sqrt{A_7}$,

$$T_n = \frac{1}{A_{13}} \operatorname{arc\,tg} \frac{A_{13}}{A_{12}}. \qquad (61)$$

Подставив в формулу $\left|\frac{dn_\partial}{dt}\right|_{t=T_n} = \frac{n_{\partial 1}}{T_p}$ величину $t=T_n$, найдем время разгона T_p.

Таким образом, для случая, когда $A_6 > 2\sqrt{A_7}$, получим

$$T_p = (A_{10} - A_{11})\left[\exp\left(-\frac{T_n}{A_{10}}\right) - \exp\left(-\frac{T_n}{A_{11}}\right)\right]^{-1}; \qquad (62)$$

для случая, когда $A_6 < 2\sqrt{A_7}$,

$$T_p = \left[\left(A_{13} + \frac{A_{12}^2}{A_{13}}\right) \sin A_{13} T_n \exp(-A_{12} T_n)\right]^{-1}. \qquad (63)$$

Время запаздывания $T_з$ определяется следующей формулой:

$$T_з = T_n - \left|\frac{n_\partial}{\frac{dn_\partial}{dt}}\right|_{t=T_n}.$$

Определим теперь время T_1, через которое перепад давлений Δp_∂ достигнет величины $\Delta p_\partial = \Delta p_{\partial 1}$ при неподвижном вале двигателя (см. рис. 10). Для этого воспользуемся уравнением (38), приравняв $n_\partial = 0$, т. е.

$$q_\partial n_{\partial 0} - (Q_n)_г - (Q_n)_\partial = \frac{V_{\max}}{E_{np}} \cdot \frac{d(\Delta p_\partial)}{dt}. \qquad (64)$$

Подставив в уравнение (64) значения $(Q_n)_г$ и $(Q_n)_\partial$ из выражений (39) и (40), с учетом упрощений (45), получим

$$q_\partial n_{\partial 0}[1 - 2a(\overline{\Delta p_\partial})^b] = q_\partial n_{\partial 0}\left[1 - \frac{2a(\Delta p_\partial)^b}{(\Delta p_{ном})_\partial^b}\right] =$$

$$= \frac{V_{\max}}{E_{np}} \cdot \frac{d}{dt}(\Delta p_\partial), \qquad (65)$$

откуда

$$T_1 = \frac{V_{\max}}{E_{np}} \frac{1}{q_\partial n_{\partial 0}} \int_0^{\Delta p_{\partial 1}} \frac{d(\Delta p_\partial)}{\left[1 - \frac{2a(\Delta p_\partial)^b}{(\Delta p_{ном})_\partial^b}\right]} \approx \frac{V_{\max}}{E_{np}} \cdot \frac{1}{q_\partial n_{\partial 0}} \times$$

$$\times \ln\left|\frac{\frac{2a(\Delta p_{\partial 1})^b}{(\Delta p_{ном})_\partial^b}}{\left(1 - \frac{2a(\Delta p_{\partial 1})_\partial^b}{(\Delta p_{ном})_\partial^b}\right)}\right|. \qquad (66)$$

Из уравнений (58) и (59) определим время $T_м$, через которое перепад давлений Δp_∂ достигнет максимального значения.

Из рис. 10 видно, что при переходе через точку с абсциссой $T_м$

слева направо функция $\Delta p_{\partial} = F(t)$ имеет максимальное значение. Для определения времени $T_м$ приравняем нулю производные $\frac{d(\Delta p_{\partial})}{dt}$, полученные из уравнений (58) и (59).

При $A_6 > 2\sqrt{A_7}$

$$T_м = \frac{A_{10}A_{11}}{(A_{10} - A_{11})} \ln\left[\frac{(A_4A_{11} - A_5)\,A_{10}}{A_{11}\,(A_4A_{10} - A_5)}\right]; \qquad (67)$$

при $A_6 < 2\sqrt{A_7}$

$$T_м = \frac{1}{A_{13}} \operatorname{arc\,tg} \frac{\left(A_5A_{13}^2 - A_5A_{12}^2\right)}{\left[\left(A_5A_{13} + \frac{A_5A_{12}^2}{A_{13}} - \frac{A_4A_{12}}{A_{13}}\right)A_{12} - A_4A_{13}\right]} =$$

$$= \frac{1}{A_{13}} \operatorname{arc\,tg} \frac{A_5A_7}{\left[(A_5A_7 - A_4A_{12})\frac{A_{12}}{A_{13}} - A_4A_{13}\right]}. \qquad (68)$$

Максимальный перепад давления на участке разгона определим, подставив значения времени из уравнений (67) и (68) в выражения (58) и (59).

Рассмотрим теперь второй случай — процесс торможения за счет сопротивлений. При этом процессе подача жидкости генератором равна нулю, а двигатель работает на генераторном режиме за счет активного момента нагрузки.

Уравнения (38) и (41) примут вид

$$q_{\partial} n_{\partial} = (Q_n)_г + (Q_n)_{\partial} + \frac{V}{E_{np}} \cdot \frac{d}{dt}(\Delta p_{\partial}); \qquad (69)$$

$$-\frac{q_{\partial}\Delta p_{\partial}}{2\pi} = M_н - \Delta M + 2\pi\,(J_{\partial} + J_н)\frac{dn_{\partial}}{dt}. \qquad (70)$$

После преобразований, аналогичных тем, которые были произведены с уравнением (41), получим дифференциальные уравнения моментов и расхода:

$$-\frac{q_{\partial}\Delta p_{\partial}}{2\pi}(1 - \Omega) = M_н - M_0 - \frac{M_{\omega}\,n_{\partial}}{(n_{ном})_{\partial}} + 2\pi\,(J_{\partial} + J_н)\frac{dn_{\partial}}{dt}; \qquad (71)$$

$$\frac{4\pi^2\,(J_{\partial} + J_н)\,V}{q_{\partial}\,(1 - \Omega)\,E_{np}} \cdot \frac{d^2n_{\partial}}{dt^2} - \frac{2\pi V M_{\omega}}{q_{\partial}\,(1 - \Omega)\,(n_{ном})_{\partial}\,E_{np}} \times$$

$$\times \frac{dn_{\partial}}{dt} + q_{\partial} n_{\partial} = 2n_{\partial 0} q_{\partial}\, a\,(\overline{\Delta p_{\partial}})^b. \qquad (72)$$

Из уравнения (71) найдем величину Δp_{∂} и, подставив ее в уравнение (72), получим

$$\frac{d^2n_{\partial}}{dt^2} + A_{14}\frac{dn_{\partial}}{dt} + A_{15}n_{\partial} = -A_9\,(M_н - M_0)^b, \qquad (73)$$

где

$$A_{14} = \left(A_6 - \frac{1}{A_2}\right)\left(\frac{M_н - M_0}{M_н + M_0}\right)^{b-1} - \frac{1}{A_2};$$

$$A_{15} = \frac{1}{A_1 A_2} - \left(A_7 - \frac{1}{A_1 A_2}\right)\left(\frac{M_н - M_0}{M_н + M_0}\right)^{b-1}.$$

Уравнение (71) запишем в виде

$$\Delta p_\partial = -\Big[\frac{2\pi}{q_\partial (1-\Omega)}(M_н - M_0) - \frac{2\pi M_\omega n_\partial}{q_\partial (1-\Omega)(n_{ном})_\partial} + \frac{4\pi^2 (J_\partial + J_н)}{q_\partial (1-\Omega)} \cdot \frac{dn_\partial}{dt}\Big] = -(\Delta p_{ном})_\partial \times \times \Big[(M_н - M_0) A_3 - A_4 n_\partial + A_5 \frac{dn_\partial}{dt}\Big]. \quad (74)$$

Решение уравнения (73) для случая, когда $A_{14} > 2\sqrt{A_{15}}$:

$$n_\partial = \frac{(n_{\partial 1} + \Delta n_{\partial 1})}{(A_{17} - A_{16})}\left[A_{17} \exp\left(-\frac{t}{A_{17}}\right) - A_{16} \exp\left(-\frac{t}{A_{16}}\right)\right] - \Delta n_{\partial 1}; \quad (75)$$

$$\frac{dn_\partial}{dt} = \frac{(n_{\partial 1} + \Delta n_{\partial 1})}{(A_{17} - A_{16})}\left[\exp\left(-\frac{t}{A_{16}}\right) - \exp\left(-\frac{t}{A_{17}}\right)\right]; \quad (76)$$

при $A_{14} < 2\sqrt{A_{15}}$

$$n_\partial = \exp(-A_{18} t)(n_{\partial 1} + \Delta n_{\partial 1})\left[\cos A_{19} + \frac{A_{18}}{A_{19}} \sin A_{19} t\right] - \Delta n_{\partial 1} \quad (77)$$

и

$$\frac{dn_\partial}{dt} = -\exp(-A_{18} t)(n_{\partial 1} + \Delta n_{\partial 1})\left(\frac{A_{18}^2}{A_{19}} + A_{19}\right)\sin A_{19} t, \quad (78)$$

где

$$A_{16} = 2\left[A_{14} - \sqrt{A_{14}^2 - 4A_{15}}\right]^{-1};$$

$$A_{17} = 2\left[A_{14} + \sqrt{A_{14}^2 - 4A_{15}}\right]^{-1}; \quad A_{18} = \frac{A_{14}}{2};$$

$$A_{19} = \left(\sqrt{4A_{15} - A_{14}^2}\right) 2^{-1};$$

$$\Delta n_{\partial 1} = \frac{1}{A_{15}}[A_9 (M_н - M_0)^b]. \quad (79)$$

Перепад давлений Δp_∂ у двигателя определим из уравнения (74), подставив в него значения n_∂ и $\frac{dn_\partial}{dt}$ из выражений (75)—(78).

Для случая, когда $A_{14} > 2\sqrt{A_{15}}$,

$$\Delta p_\partial = -(\Delta p_{ном})_\partial \Big\{(M_н - M_0) A_3 + \frac{(n_{\partial 1} + \Delta n_{\partial 1})}{(A_{17} - A_{16})} \times$$

$$\times \Big[-\exp\Big(-\frac{t}{A_{17}}\Big)(A_4 A_{17} + A_5) + \exp\Big(-\frac{t}{A_{16}}\Big)(A_4 A_{16} + A_5)\Big] +$$

$$+ A_4 \Delta n_{\partial 1}\Big\} \qquad (80)$$

для случая, когда $A_{14} < 2\sqrt{A_{15}}$,

$$\Delta p_\partial = -(\Delta p_{ном})_\partial \Big\{(M_н - M_0) A_3 + A_4 \Delta n_{\partial 1} + \exp(-A_{18} t) \times$$

$$\times (n_{\partial 1} + \Delta n_{\partial 1}) \Big[-A_4 \cos A_{19} t - \Big(\frac{A_{18}}{A_{19}} A_4 + \frac{A_{18}^2}{A_{19}} A_5 + A_{19} A_5\Big) \sin A_9 t\Big]\Big\}. \qquad (81)$$

Найдем первые производные $\frac{d(\Delta p_\partial)}{dt}$ из уравнений (80) и (81). Из условия $\frac{d(\Delta p_\partial)}{dt} = 0$ определим время $T_м$, через которое перепад давлений Δp_∂ достигает максимального значения $(\Delta p_\partial)_{max}$.

Из уравнения $\frac{d(\Delta p_\partial)}{dt} = 0$ при $A_{14} > 2\sqrt{A_{15}}$ получим

$$T_м = \frac{A_{16} A_{17}}{(A_{16} - A_{17})} \ln \frac{(A_4 A_{17} + A_5) A_{16}}{(A_4 A_{16} + A_5) A_{17}}; \qquad (82)$$

при $A_{14} < 2\sqrt{A_{15}}$

$$T_м = \frac{1}{A_{19}} \operatorname{arc\,tg} \frac{(A_5 A_{18}^2 + A_5 A_{19}^2)}{\Big[A_{18}\Big(A_5 A_{19} + \frac{A_{18}^2 A_5}{A_{19}} + \frac{A_{18} A_4}{A_{19}}\Big) + A_4 A_{19}\Big]} =$$

$$= \frac{1}{A_{19}} \operatorname{arc\,tg} \frac{A_5 A_{15}}{\Big[(A_5 A_{15} + A_4 A_{18}) \frac{A_{18}}{A_{19}} + A_4 A_{19}\Big]}. \qquad (83)$$

Максимальный перепад давления на участке торможения определим, подставив значения времени $T_м$ из выражений (82) и (83) в уравнения (80) и (81).

Рассмотрим теперь третий случай — процесс реверсирования. Уравнение расхода и уравнение моментов для этого случая

$$q_\partial n_{\partial 0} + q_\partial n_\partial = (Q_п)_г + (Q_п)_\partial + \frac{V_{max}}{E_{пр}} \cdot \frac{d(\Delta p_\partial)}{dt}; \qquad (84)$$

$$-\frac{q_\partial \Delta p_\partial}{2\pi} = M_н - \Delta M + 2\pi (J_\partial + J_н) \frac{dn_\partial}{dt}. \qquad (85)$$

После преобразований, аналогичных тем, которые были произведены с уравнением (69), получим дифференциальное уравнение моментов:

$$-\frac{q_\partial \Delta p_\partial}{2\pi}(1-\Omega)=M_н-M_0-\frac{M_\omega n_\partial}{(n_{ном})_\partial}+2\pi(J_\partial+J_н)\frac{dn_\partial}{dt}; \quad (86)$$

$$\Delta p_\partial=-\frac{2\pi}{q_0(1-\Omega)}\left[M_н-M_0-\frac{M_\omega n_\partial}{(n_{ном})_\partial}+2\pi(J_\partial+J_н)\frac{dn_\partial}{dt}\right] \quad (87)$$

и

$$\frac{d(\Delta p_\partial)}{dt}=\frac{2\pi}{q_\partial(1-\Omega)}\cdot\frac{M_\omega}{(n_{ном})_\partial}\cdot\frac{dn_\partial}{dt}-\frac{4\pi^2(J_\partial+J_н)}{q_\partial(1-\Omega)}\frac{d^2n_\partial}{dt^2}. \quad (88)$$

Подставив значение $\frac{d(\Delta p_\partial)}{dt}$ из уравнения (88) в формулу (84), получим после некоторых преобразований дифференциальное уравнение расхода:

$$\frac{d^2n_\partial}{dt^2}\left[\left(A_6-\frac{1}{A_2}\right)\left(\frac{M_н-M_0}{M_н+M_0}\right)^{b-1}-\frac{1}{A_2}\right]\frac{dn_\partial}{dt}+$$
$$+\left[\frac{1}{A_1A_2}-\left(A_7-\frac{1}{A_1A_2}\right)\left(\frac{M_н-M_0}{M_н+M_0}\right)^{b-1}\right]n_\partial=$$
$$=-[A_9(M_н-M_0)^b+A_8n_{\partial 0}] \quad (89)$$

или

$$\frac{d^2n_\partial}{dt^2}+A_{14}\frac{dn_\partial}{dt}+A_{15}n_\partial=-[A_9(M_н-M_0)^b+A_8n_{\partial 0}]. \quad (90)$$

Решение уравнения (90) для случая, когда $A_4>2\sqrt{A_{15}}$, имеет вид

$$n_\partial=\frac{(n_{\partial 1}+n_{\partial 2})}{(A_{17}-A_{16})}\left[A_{17}\exp\left(-\frac{t}{A_{17}}\right)-A_{16}\exp\left(-\frac{t}{A_{16}}\right)\right]-n_{\partial 2}, \quad (91)$$

$$\frac{dn_\partial}{dt}=\frac{(n_{\partial 1}+n_{\partial 2})}{(A_{17}-A_{16})}\left[\exp\left(-\frac{t}{A_{16}}\right)-\exp\left(-\frac{t}{A_{17}}\right)\right]; \quad (92)$$

для случая, когда $A_{14}<2\sqrt{A_{15}}$,

$$n_\partial=\exp(-A_{18}t)(n_{\partial 1}+n_{\partial 2})\left(\cos A_{19}t+\frac{A_{18}}{A_{19}}\sin A_{19}t\right)-n_{\partial 2}, \quad (93)$$

$$\frac{dn_\partial}{dt}=-\exp(-A_{18}t)(n_{\partial 1}+n_{\partial 2})\left(\frac{A_{18}^2}{A_{19}}+A_{19}\right)\sin A_{19}t, \quad (94)$$

где

$$n_{\partial 1}=\frac{1}{A_7}[A_8n_{\partial 0}-A_9(M_н+M_0)^b];$$

$$n_{\partial 2}=\frac{1}{A_{15}}[A_9(M_н-M_0)^b+A_8n_{\partial 0}].$$

Перепад давлений Δp_∂ определим из уравнения (87), подставив в него значения n_∂ и $\frac{dn_\partial}{dt_\partial}$.

Абсциссу T_n точки перегиба определим из уравнений (92) и (94) для случая, когда $\frac{d^2 n_\partial}{dt^2} = 0$.

При $A_{14} > 2\sqrt{A_{15}}$

$$T_n = \frac{A_{16} A_{17}}{A_{16} - A_{17}} \ln \frac{A_{16}}{A_{17}}; \qquad (95)$$

при $A_{14} < 2\sqrt{A_{15}}$

$$T_n = \frac{1}{A_{17}} \operatorname{arc\,tg} \frac{A_{17}}{A_{16}}. \qquad (96)$$

Время реверсирования T_p найдем, определив значение первой производной $\frac{dn_\partial}{dt}$ для момента времени $T = T_n$.

При $A_{14} > 2\sqrt{A_{15}}$

$$T_p = \frac{A_{17} - A_{16}}{\left[\left(\frac{A_{16}}{A_{17}}\right)^{-\frac{A_{17}}{A_{16} - A_{17}}} - \left(\frac{A_{16}}{A_{17}}\right)^{-\frac{A_{16}}{A_{16} - A_{17}}}\right]}; \qquad (97)$$

при $A_{14} < 2\sqrt{A_{15}}$

$$T_p = \frac{\exp\left(-\frac{A_{18}}{A_{17}} \operatorname{arc\,tg} \frac{A_{17}}{A_{16}}\right)}{\left(\frac{A_{18}^2}{A_{19}} + A_{19}\right) \sin\left(\frac{A_{19}}{A_{17}} \operatorname{arc\,tg} \frac{A_{17}}{A_{16}}\right)}. \qquad (98)$$

Время запаздывания

$$T_з = T_n - \left(\frac{n_\partial}{\frac{dn_\partial}{dt}}\right)_{T = T_n}. \qquad (99)$$

При $A_{14} > 2\sqrt{A_{15}}$

$$T_з = \frac{A_{16} A_{17}}{A_{16} - A_{17}} \ln \frac{A_{16}}{A_{17}} -$$

$$- \frac{A_{17}\left(\frac{A_{16}}{A_{17}}\right)^{-\frac{A_{17}}{A_{16} - A_{17}}} - A_{16}\left(\frac{A_{16}}{A_{17}}\right)^{-\frac{A_{16}}{A_{16} - A_{17}}} - \frac{n_{\partial 2}(A_{17} - A_{16})}{n_{\partial 1} + n_{\partial 2}}}{\left(\frac{A_{16}}{A_{17}}\right)^{-\frac{A_{17}}{A_{16} - A_{17}}} - \left(\frac{A_{16}}{A_{17}}\right)^{-\frac{A_{16}}{A_{16} - A_{17}}}}; \qquad (100)$$

при $A_{14}<2\sqrt{A_{15}}$

$$T_з=\frac{\frac{1}{A_{17}}\operatorname{arc\,tg}\frac{A_{17}}{A_{16}}+\cos\left(\frac{A_{19}}{A_{17}}\operatorname{arc\,tg}\frac{A_{17}}{A_{16}}\right)+\frac{A_{18}}{A_{19}}\sin\left(\frac{A_{19}}{A_{17}}\operatorname{arc\,tg}\frac{A_{17}}{A_{16}}\right)-\frac{n_{д2}}{(n_{д1}+n_{д2})\exp\left(-\frac{A_{18}}{A_{17}}\operatorname{arc\,tg}\frac{A_{17}}{A_{16}}\right)}}{\left(\frac{A_{18}^2}{A_{19}}+A_{19}\right)\sin\left(\frac{A_{19}}{A_{17}}\operatorname{arc\,tg}\frac{A_{17}}{A_{16}}\right)}. \tag{101}$$

Из уравнения (87) определим время $T_м$, через которое перепад давлений $\Delta p_д$ достигнет максимального значения.

При $A_{14}>2\sqrt{A_{15}}$ из уравнения (87) получим

$$T_м=\frac{A_{16}A_{17}}{A_{16}-A_{17}}\ln\frac{\frac{M_\omega}{(n_{ном})_д}+\frac{2\pi(J_д+J_н)}{A_{17}}}{\frac{M_\omega}{(n_{ном})_д}+\frac{2\pi(J_д+J_н)}{A_{16}}}; \tag{102}$$

при $A_{14}<2\sqrt{A_{15}}$ из уравнения (87) будем иметь

$$T_м=\frac{1}{A_{19}}\operatorname{arc\,tg}\frac{2\pi(J_д+J_н)A_{19}}{\left[\frac{M_\omega}{(n_{ном})_д}+2\pi(J_д+J_н)\right]}. \tag{103}$$

Максимальный перепад давлений на участке реверса определим, подставив значения времени из выражений (102) и (103) в формулу (87).

Теперь рассмотрим четвертый случай — ступенчатое увеличение момента от величины M_1 до M_2.

Уравнения расхода и вращающий момент двигателя определяются уравнениями (38) и (50).

Из уравнения (38) найдем

$$n_д=n_{д0}+\frac{(Q_n)_{д0}-(Q_n)_г-(Q_n)_д}{q_д}-\frac{V}{E_{пр}}\cdot\frac{d(\Delta p_д)}{dt}. \tag{104}$$

После упрощений, аналогичных тем, которые были произведены в уравнении (44), получим уравнение (104) в виде

$$n_д=n_{д0}-\frac{2an_{д0}(\Delta p_д)^b}{(\Delta p_{ном})_д^b}-\frac{V}{E_{пр}q_д}\cdot\frac{d(\Delta p_д)}{dt}. \tag{105}$$

Из уравнения (105) определим значение $\frac{dn_д}{dt}$.

Подставив значения $n_\partial, \frac{dn_\partial}{dt}$ в формулу (50) имеем

$$\Delta p_\partial = (\Delta p_{ном})_\partial \Bigg[A_3 (M_2 + M_0) + A_4 n_{\partial 0} - \frac{2A_4 a n_{\partial 0} (\Delta p_\partial)^b}{(\Delta p_{ном})_\partial^b} -$$

$$- \frac{A_4 V}{E_{пр} q_\partial} \cdot \frac{d(\Delta p_\partial)}{dt} - \frac{2A_5 a n_{\partial 0} b (\Delta p_\partial)^{b-1}}{(\Delta p_{ном})_\partial^b} \cdot \frac{d(\Delta p_\partial)}{dt} - \frac{A_5 V}{E_{пр} q_\partial} \times$$

$$\times \frac{d^2(\Delta p_\partial)}{dt^2} \Bigg] = (\Delta p_{ном})_\partial [A_3 (M_2 + M_0) + A_4 n_{\partial 0}] - \frac{2A_4 n_{\partial 0} (\Delta p_\partial)^b}{(\Delta p_{ном})_\partial^{b-1}} -$$

$$- \frac{d(\Delta p_\partial)}{dt} \left[\frac{A_4 V}{E_{пр} q_\partial} (\Delta p_{ном})_\partial + \frac{2A_5 a n_{\partial 0} b (\Delta p_\partial)^{b-1}}{(\Delta p_{ном})_\partial^{b-1}} \right] -$$

$$- \frac{A_5 V (\Delta p_{ном})_\partial}{E_{пр} q_\partial} \cdot \frac{d^2(\Delta p_\partial)}{dt^2}. \qquad (106)$$

Учитывая, что

$$\frac{A_4 V}{E_{пр} q_\partial} (\Delta p_{ном})_\partial \gg \frac{2A_5 a n_{\partial 0} b (\Delta p_\partial)^{b-1}}{(\Delta p_{ном})_\partial^{b-1}}$$

и

$$p_\partial \gg \frac{2A_4 n_{\partial 0} (\Delta p_\partial)^b}{(\Delta p_{ном})_\partial^{b-1}}; \quad \frac{A_4}{A_5} = \frac{1}{A_2};$$

$$\frac{E_{пр}}{A_5 V} \frac{q_\partial}{(\Delta p_{ном})_\partial} = \frac{1}{A_1 A_2} = A_8;$$

$$\frac{E_{пр} q_\partial A_3}{A_5 V} = \frac{2\pi}{(1 - \Omega) A_1 A_2} = \frac{2\pi A_8}{(1 - \Omega)};$$

$$\frac{A_4}{A_5} \cdot \frac{E_{пр} q_\partial}{V} = \frac{1}{A_2} \cdot \frac{E_{пр} q_\partial}{V},$$

получим приближенное выражение уравнения (106):

$$\frac{d^2(\Delta p_\partial)}{dt^2} + \frac{1}{A_2} \cdot \frac{d(\Delta p_\partial)}{dt} + \frac{\Delta p_\partial}{A_1 A_2} = \frac{2\pi (M_2 + M_0)}{(1 - \Omega) A_1 A_2} +$$

$$+ \frac{1}{A_2} \cdot \frac{E_{пр} q_\partial}{V} n_{\partial 0}. \qquad (107)$$

Решение уравнения (107) для случая, когда $A_1 > 4A_2$, имеет вид

$$\Delta p_\partial = \frac{[(\Delta p_\partial)_{кон} - (\Delta p_\partial)_{нач}]}{(A_{21} - A_{20})} \left[A_{20} \exp\left(-\frac{t}{A_{20}}\right) - \right.$$

$$\left. - A_{21} \exp\left(-\frac{t}{A_{21}}\right) \right] + (\Delta p_\partial)_{кон}; \qquad (108)$$

когда $A_1 < 4A_2$

$$\Delta p_\partial = \exp(-A_{22}t)\,[(\Delta p_\partial)_{нач} - (\Delta p_\partial)_{кон}]\left[\cos A_{23}t + \frac{A_{22}}{A_{23}}\sin A_{23}t\right] + \\ + (\Delta p_\partial)_{кон}; \quad (109)$$

$$\frac{d(\Delta p_\partial)}{dt} = -\exp(-A_{22}t)\,[(\Delta p_\partial)_{нач} - (\Delta p_\partial)_{кон}] \times \\ \times \left(A_{23} + \frac{A_{22}^2}{A_{23}}\right)\sin A_{23}t, \quad (110)$$

где

$$A_{20} = \frac{2A_1A_2}{A_1 - \sqrt{A_1^2 - 4A_1A_2}};$$

$$A_{21} = \frac{2A_1A_2}{A_1 + \sqrt{A_1^2 - 4A_1A_2}};$$

$$A_{22} = \frac{1}{2A_2};$$

$$A_{23} = \sqrt{\frac{1}{A_1A_2} - \frac{1}{4A_2^2}}.$$

Теперь определим изменение числа оборотов n_∂ от изменения момента с M_1 до M_2. Для этого подставим значения Δp_∂ и $\frac{d(\Delta p_\partial)}{dt}$ в формулу (105).

При $A_1 > 4A_2$

$$n_\partial = n_{\partial 0} - \frac{2an_{\partial 0}}{(\Delta p_{ном})_\partial^b}\left\{\frac{[(\Delta p_\partial)_{кон} - (\Delta p_\partial)_{нач}]}{A_{21} - A_{20}} \cdot \left[A_{20}\exp\left(-\frac{t}{A_{20}}\right) - \right.\right. \\ \left.\left. - A_{21}\exp\left(-\frac{t}{A_{21}}\right)\right] + (\Delta p_\partial)_{кон}\right\}^b - \frac{V}{E_{np}\,q_\partial}\left\{\frac{[(\Delta p_\partial)_{кон} - (\Delta p_\partial)_{нач}]}{(A_{21} - A_{20})} \times \right. \\ \left. \times \left[\exp\left(-\frac{t}{A_{21}}\right) - \exp\left(-\frac{t}{A_{20}}\right)\right]\right\}; \quad (111)$$

при $A_1 < 4A_2$

$$n_\partial = n_{\partial 0} - \frac{2an_{\partial 0}}{(\Delta p_{ном})_\partial}\left\{\exp(-A_{22}t)\,[(\Delta p_\partial)_{нач} - (\Delta p_\partial)_{кон}] \times \right. \\ \left. \times \left[\cos A_{23}t + \frac{A_{22}}{A_{23}}\sin A_{23}t\right] + (\Delta p_\partial)_{кон}\right\}^b + \frac{V}{E_{np}\,q_\partial}\exp(-A_{22}t) \times \\ \times [(\Delta p_\partial)_{нач} - (\Delta p_\partial)_{кон}]\left(A_{23} + \frac{A_{22}^2}{A_{23}}\right)\sin A_{23}t. \quad (112)$$

При $t=0$ из формул (111) и (112), получим

$$(n_\partial)_{нач} = n_{\partial 0} - \frac{2an_{\partial 0}}{(\Delta p_{ном})^b_\partial} (\Delta p_\partial)^b_{нач} \qquad (113)$$

и при $t=\infty$

$$(n_\partial)_{кон} = n_{\partial 0} - \frac{2an_{\partial 0}}{(\Delta p_{ном})^b_\partial} (\Delta p_\partial)^b_{кон}. \qquad (114)$$

Найдем время $T_м$, через которое перепад давлений Δp_∂ достигнет максимального значения.

Из выражения (110) имеем

$$\left| \frac{d(\Delta p_\partial)}{dt} \right|_{t=0} = \sin A_{23} T_м = 0; \quad A_{23} T_м = \pi, \qquad (115)$$

откуда

$$T_м = \frac{\pi}{A_{23}}.$$

Подставив уравнение (115)в выражение (109), получим величину максимального перепада давлений:

$$(\Delta p_\partial)_{\max} = \exp\left(-\frac{A_{22}}{A_{23}}\pi\right)[(\Delta p_\partial)_{нач} - (\Delta p_\partial)_{кон}] + (\Delta p_\partial)_{кон}. \qquad (116)$$

Точку перегиба T_n найдем так же, как это было подробно описано ранее, при рассмотрении процесса разгона. Примем

$$(\Delta p_\partial)^{b-1} \approx (\Delta p_\partial)^{b-1}_{кон}; \qquad (117)$$

$$(\Delta p_\partial)^{b-2} \approx (\Delta p_\partial)^{b-2}_{кон}; \qquad (118)$$

$$\frac{d(\Delta p_\partial)}{dt} \approx -\frac{[(\Delta p_\partial)_{кон} - (\Delta p_\partial)_{нач}]}{(A_{21} - A_{20})} \exp\left(-\frac{t}{A_{20}}\right); \qquad (119)$$

$$\frac{d^2(\Delta p_\partial)}{dt^2} \approx \frac{[(\Delta p_\partial)_{кон} - (\Delta p_\partial)_{нач}]}{(A_{21} - A_{20}) A_{20}} \exp\left(-\frac{t}{A_{20}}\right); \qquad (120)$$

$$\frac{d^3(\Delta p_\partial)}{dt^3} \approx -\frac{[(\Delta p_\partial)_{кон} - (\Delta p_\partial)_{нач}]}{(A_{21} - A_{20}) A_{20}^2} \exp\left(-\frac{t}{A_{20}}\right). \qquad (121)$$

Из выражения (105) при $\frac{d^2 n_\partial}{dt^2} = 0$ получим при $A_1 > 4A_2$

$$T_n = A_{20} \ln \frac{2an_{\partial 0} b (b-1) (\Delta p_\partial)^{b-2}_{кон} [(\Delta p_\partial)_{кон} - (\Delta p_\partial)_{нач}]}{(\Delta p_{ном})^b_\partial (A_{20} - A_{21}) \left[\frac{2an_{\partial 0} b}{(\Delta p_{ном})^b_\partial} \frac{(\Delta p_\partial)^{b-1}_{кон}}{A_{20}} - \frac{V}{E_{пр}\, q_\partial A_{20}^2}\right]}; \qquad (122)$$

при $A_1 < 4A_2$

$$T_n = \frac{1}{A_{23}} \operatorname{arc\,tg} \times$$

$$\times \frac{\left[\frac{2an_{\partial 0}b}{(\Delta p_{ном})_\partial^b} (\Delta p_\partial)_{кон}^b A_{23} - 2A_{22}A_{23} \frac{V}{E_{np}\, q_\partial}\right]}{\left[\frac{2an_{\partial 0}b}{(\Delta p_{ном})_\partial^b} (\Delta p_\partial)_{кон}^{b-1} A_{22} + \left(A_{23}^2 - A_{22}^2\right) \frac{V}{E_{np}\, q_\partial}\right]}. \quad (123)$$

Время изменения T_u числа оборотов с $(n_\partial)_{нач}$ до $(n_\partial)_{кон}$ в связи с изменением нагрузки со значения M_1 до M_2 определим, как и в предыдущих случаях, из следующей формулы:

$$\left|\frac{dn_\partial}{dt}\right|_{t=T_n} = \frac{(n_\partial)_{нач} - (n_\partial)_{кон}}{T_u}. \quad (124)$$

Упростим уравнение $\frac{dn_\partial}{dt}$, подставив выражение (117) и приближенные значения $\frac{d\Delta p_\partial}{dt}$ и $\frac{d^2\Delta p_\partial}{dt^2}$ из выражений (119) и (120), а T_n из уравнения (122):

$$\left|\frac{dn_\partial}{dt}\right|_{t=T_n} = \left[\frac{V}{E_{np}\, q_\partial} - \frac{2an_{\partial 0}b}{(\Delta p_{ном})_\partial^b} (\Delta p_\partial)_{кон}^{b-1}\right] (\Delta p_{ном})_\partial^b \times$$

$$\times \left[\frac{2an_{\partial 0}b\, (\Delta p_\partial)_{кон}^{b-1}}{(\Delta p_{ном})_\partial^b A_{20}} - \frac{V}{E_{np}\, q_\partial A_{20}^2}\right] \frac{1}{2an_{\partial 0}b\,(b-1)\,(\Delta p_\partial)_{кон}^{b-2}}. \quad (125)$$

Из выражений (124) и (125) при $A_1 > 4A_2$ получим

$$T_u = \frac{[(n_\partial)_{нач} - (n_\partial)_{кон}]\, 2an_{\partial 0}b\,(b-1)\,(\Delta p_\partial)_{кон}^{b-2}}{\left[\frac{V}{E_{np}\, q_\partial} - \frac{2an_{\partial 0}b\,(\Delta p_\partial)_{кон}^{b-1}}{(\Delta p_{ном})_\partial^b}\right] (\Delta p_{ном})_\partial^b} \times$$

$$\times \left[\frac{2an_{\partial 0}b\,(\Delta p_\partial)_{кон}^{b-1}}{(\Delta p_{ном})_\partial^b A_{20}} - \frac{V}{E_{np}\, q_\partial A_{20}^2}\right]. \quad (126)$$

При $A_1 < 4A_2$, подставив в уравнение $\frac{dn_\partial}{dt}$, выражения (110), (117), $\frac{d^2(\Delta p_\partial)}{dt^2}$ и значение $t = T_n$, получим

$$T_u = \frac{[(n_\partial)_{нач} - (n_\partial)_{кон}] \exp(A_{22}T_n)}{[(\Delta p_\partial)_{кон} - (\Delta p_\partial)_{нач}] \left(A_{23} + \frac{A_{22}^2}{A_{23}}\right)} \left[\frac{2an_{\partial 0}b}{(\Delta p_{ном})_\partial^b} (\Delta p_\partial)_{кон}^{b-1} \sin A_{23}T_n + \right.$$

$$\left. + \frac{V}{E_{np}\, q_\partial} (A_{22} \sin A_{23}T_n - A_{23} \cos A_{23}T_n)\right]^{-1}. \quad (127)$$

Время запаздывания $T_з$, как и в предыдущих случаях, определим из следующей формулы:

$$T_з = T_п - \left(\frac{n_д}{\frac{dn_д}{dt}} \right)_{t=T_п} . \qquad (128)$$

ХАРАКТЕРИСТИКИ МАШИНЫ

Обычно коловратные машины работают в широком диапазоне чисел оборотов n и перепадов давления Δp.

Свойства машины определяются следующими характеристиками: пусковой, скоростной, расходной, моментной, регулировочной, объемным, гидромеханическим и полным к. п. д.

Пусковая характеристика определяет пусковую операцию от момента начала вращения выходного вала до момента достижения заданного числа оборотов n и перехода к установившемуся режиму работы. Пусковая характеристика при работе машины на двигательном режиме включает: пусковой момент $M_п$; перепад давлений пуска $\Delta p_{пуск}$; минимальный перепад давлений $(\Delta p_{\min})_{n=0}$, необходимый для трогания выходного вала машины без нагрузки; расход рабочей жидкости $Q_ф$, необходимый для обеспечения заданного числа оборотов n и перепада давлений Δp.

Пусковая характеристика при $\Delta p = \text{const}$ определяется кривой fl (см. рис. 7, *б*), пусковой момент $M_п$ — аппликатой точки f, находящейся на плоскости $M_д 0 \Delta p$, перепад давлений пуска $\Delta p_{пуск}$ — абсциссой точки f, минимальный перепад давлений $(\Delta p_{\min})_{n=0}$ — абсциссой точки пересечения кривой давлений пуска (к которой принадлежит и точка f) с осью $0\Delta p$.

Расход рабочей жидкости $Q_ф$ при заданном Δp определяется, в зависимости от числа оборотов, прямой ab на рис. 7, *а*.

Пусковая характеристика при работе машины на режиме генератора определяется пусковым моментом $M_п$; числом оборотов n, необходимым для обеспечения заданного расхода $Q_ф$; потребным перепадом давлений Δp.

Величина пускового момента $M_п$ соответствует отрезку $0a$ на рис. 11, *а*. Кривая fg пусковых моментов лежит в плоскости $M0\Delta p$ (см. рис. 8, *б*).

Обычно выход машины на заданное число оборотов n при работе на генераторном режиме, осуществляется при $\Delta p = 0$, т. е. пусковая характеристика идет сначала по кривой fa в плоскости $M0n$, а затем дается нагрузка и Δp соответственно увеличивается. С этого момента времени пусковая характеристика идет по линии ab (см. рис. 8, *б*). Значения потребных чисел оборотов n должны выбираться за линией $0e$.

Числа оборотов на прямой $0e$ в координатной плоскости $n0\Delta p$ определяют границы неустойчивой области работы. В пределах этой области $Q_ф=0$.

Из рис. 8, *а* и *б* видно, что зона $n_{\min}$ зависит от потребного перепада давлений Δp.

Под скоростной характеристикой при работе машины на режиме двигателя понимается зависимость $n=n(Q_ф)$ при

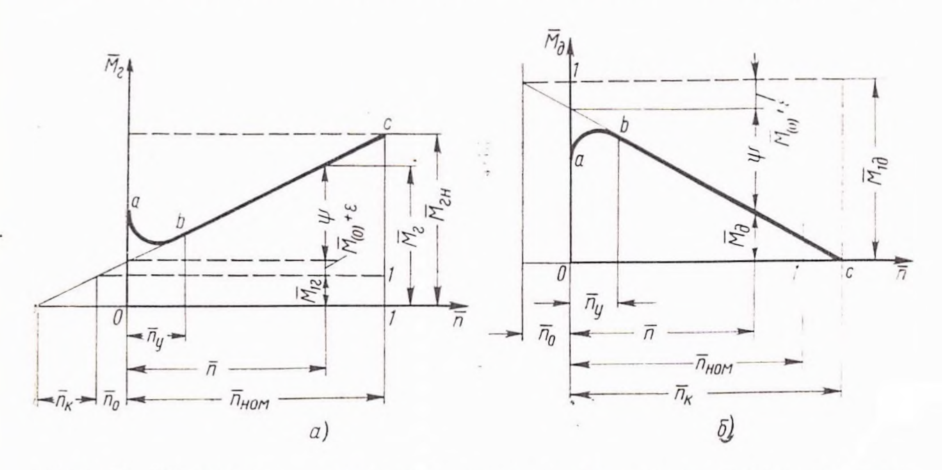


Рис. 11. Зависимость приводного момента от числа оборотов при $\Delta p=\text{const}$; $q_T=\text{const}$; $\mu_1=\text{const}$; $\rho_1=\text{const}$:
а — генераторный режим; *б* — двигательный режим

$\Delta p=\text{const}$. Скорость вращения выходного вала двигателя можно регулировать изменением расхода рабочей жидкости $Q_ф$.

Скоростная характеристика связана со степенью устойчивости работы машины и называется жесткой, когда число оборотов выходного вала n не изменяется или изменяется незначительно с изменением нагрузки. При $\Delta p=\text{const}$ — это кривая ab, параллельная плоскости $n0Q_ф$.

Степень жесткости скоростной характеристики определяется величиной $\overline{n}_к$ при заданном значении Δp (см. рис. 11, *б*).

Скоростная характеристика при работе машины на генераторном режиме — это зависимость числа оборотов n от приводного момента $M_г$ при $\Delta p=\text{const}$. На рис. 8, *б* эта зависимость изображается кривой cd.

Расходная характеристика на режиме двигателя соответствует поверхности $e0f$ на рис. 7, *а*, а на режиме генератора — поверхности $e0c$ на рис. 8, *а*.

Моментная характеристика на режиме двигателя соответствует поверхности $lgfh$ на рис. 7, *б*, на режиме генератора — поверхности $afdbc$ на рис. 8, *б*.

Регулировочная характеристика при работе машины на режиме двигателя определяет свойства машины при регулировании скорости вращения вала. Регулировочная характеристика определяет диапазон чисел оборотов выходного вала $n_{\min} \div n_{\max}$, в пределах которого машина работает устойчиво. Регулировочная характеристика изображается частью поверхности $ec0bfda$ (рис. 7, *а*).

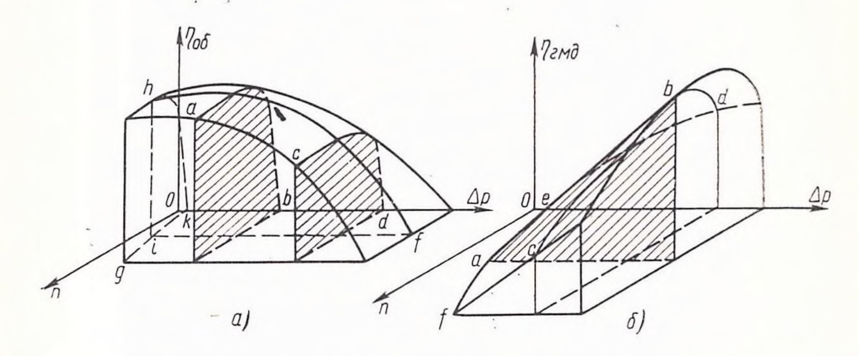


Рис. 12. Зависимость к. п. д. машины, работающей на двигательном режиме, от перепада давления и от числа оборотов выходного вала: *а* — объемного; *б* — гидромеханического

Объемный к. п. д. изображается поверхностью $kbdac$ при работе машины на режиме двигателя (рис. 12, *а*) и поверхностью $obdgac$ при работе машины на режиме генератора (рис. 13, *а*).

Кривые ab и cd в вертикальных плоскостях, параллельных плоскости $n0\eta_{од}$ изображают зависимость $\eta_{од}$ от n при $\Delta p = \text{const}$ (рис. 12, *а*).

Участок характеристики левее поверхности $gikh$ отсутствует, так как на этом участке машина не работает (см. рис. 7, *б*), потому что перепад давлений Δp здесь ниже $\Delta p_{\min}$, необходимого для обеспечения вращения вала без нагрузки.

Кривые hf, расположенные в вертикальных плоскостях, параллельных плоскости $\eta_{од}0\Delta p$, показывают зависимость $\eta_{од}$ от Δp при $n = \text{const}$. Эти кривые начинаются на некотором расстоянии от плоскости $\eta_{од}0n$ (от поверхности $gikh$), причем величина $n_{од}$ убывает с увеличением Δp.

На рис. 12, *а* показано, что поверхность $kbdgac$ пересекает плоскость $n0\Delta p$ в двух местах. Линия пересечения kig определяет минимальный перепад давлений $\Delta p_{\min}$. На второй линии пересечения этой поверхности с плоскостью $n0\Delta p$ находится точка f.

При проектировании коловратной машины из экономических соображений задают $\eta_{од} = 0{,}9$ при $\Delta p = \Delta p_{ном}$, поэтому экспери-

ментальные кривые $(\eta_{o\partial})_{n=\text{const}} = f(\Delta p)$ ограничивают этим участком. Участок характеристики правее cd экспериментально не снимается и на рис. 12, *а* показан условно.

Зависимость $\eta_{o\partial}$ от Δp при $n=\text{const}$ при работе машины на генераторном режиме изображается кривой cd (рис. 13, *а*). Так

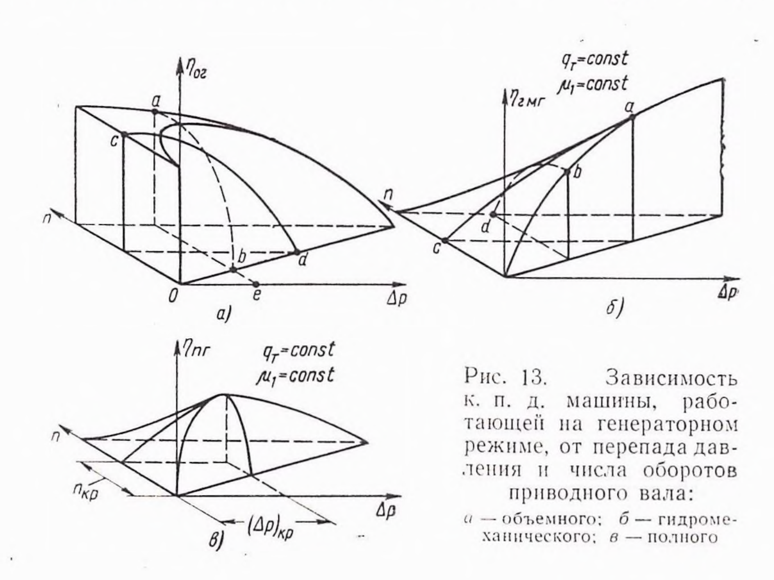


Рис. 13. Зависимость к. п. д. машины, работающей на генераторном режиме, от перепада давления и числа оборотов приводного вала:

а — объемного; *б* — гидромеханического; *в* — полного

же как и в предыдущем случае, $\eta_{o\,г}=0{,}9$ при $\Delta p=\Delta p_{ном}$, а $\Delta p_{\max}\approx 1{,}2\,\Delta p_{ном}$, поэтому экспериментальная кривая зависимости $(\eta_{o\,г})_{n=\text{const}} = f(\Delta p)$ никогда не доводится до точки d и этот участок характеристики показан предположительно.

Линия $0bd$ на плоскости $n0\Delta p$ определяет область минимальных чисел оборотов при работе коловратной машины на генераторном режиме.

Таким образом, на участке между линией $0db$ и координатной осью $0\Delta p$ объемный к. п. д. машины равен нулю. Кривая ab изображает зависимость $\eta_{oг}$ от n при $\Delta p=\text{const}$. Начинается кривая ab с точки b, в которой $\eta_{oб}=0$, а отрезок be определяет минимальное число оборотов машины на генераторном режиме.

Гидромеханический к. п. д. изображается поверхностью $eafdbc$ при работе машины на режиме двигателя (фиг. 12, *б*). Кривая eaf в координатной плоскости n—0—Δp — это пограничная линия, левее которой значения гидромеханического к. п. д. $\eta_{гм\partial}=0$. Машина на этом участке не работает из-за того, что перепад давлений Δp здесь ниже $\Delta p_{\min}$, необходимого для обеспечения вращения вала без нагрузки. Правее кривой eaf зна-

чения гидромеханического к. п. д. машины $\eta_{гмд}>0$. Кривые ab в вертикальных плоскостях, параллельных координатной плоскости $\Delta p 0 \eta_{гмд}$, изображают зависимость гидромеханического к. п. д. от Δp при $n=\text{const}$. Эти кривые начинаются от линии eaf, на которой $\eta_{гмд}=0$.

Кривые cbd в вертикальных плоскостях, параллельных координатной плоскости $n 0 \eta_{гмд}$, выражают зависимость гидромеханического к. п. д. от n при $\Delta p=\text{const}$. Величина $\eta_{гмд}$ сначала увеличивается с увеличением Δp и, достигнув максимального значения $(\eta_{гмд})_{\max}$, начинает затем уменьшаться с дальнейшим увеличением Δp.

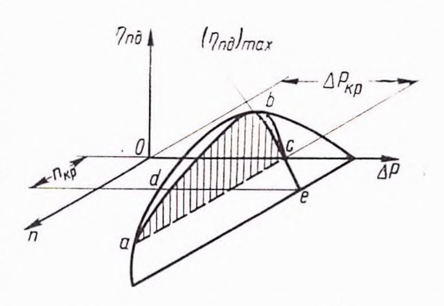


Рис. 14. Зависимость полного к. п. д. машины, работающей на двигательном режиме, от перепада давлений и числа оборотов выходного вала ($\mu_1=\text{const}$; $q_T=\text{const}$)

Гидромеханический к. п. д. изображается поверхностью $cdab$ при работе машины на режиме генератора (рис. 13, *б*). Между поверхностью $a—b$ и координатной плоскостью $\eta_{гмг} 0 \Delta p$, объемный к. п. д. $\eta_{ог}$ машины, как это следует из рис. 13, *а*, равен нулю, работа машины становится неустойчивой и не должна допускаться. Кривая bd изображает зависимость $\eta_{гмд}$ от n при $\Delta p=\text{const}$. С увеличением n величина $\eta_{гмд}$ уменьшается.

На рис. 13, *б* показано пересечение кривой bd с плоскостью $n 0 \Delta p$ в точке d. На практике используется лишь небольшой участок кривой, начиная от точки b, $\eta_{гмг}=(\eta_{гмг})_в$ и до числа оборотов $n_{\max}$, при котором $\eta_{гмг}>0{,}9(\eta_{гмг})_в$. Таким образом, экспериментальная кривая никогда не доводится до точки d, и на рис. 13, *б* этот участок изображен условно.

Кривая ca изображает зависимость $\eta_{гмг}$ от Δp при $n=\text{const}$. Эта кривая начинается от координатной оси $0n$. С увеличением n величина $\eta_{гмг}$ увеличивается. В точке a эта кривая пересекается с поверхностью ab. В этой точке заданное число оборотов n соответствует $n_{\min}$ при достигнутом перепаде давлений Δp.

Максимальный перепад давления машины $\Delta p_{\max}$ на практике выбирается значительно меньше перепада давления Δp в точке a по причинам, указанным выше.

Полный к. п. д. коловратной машины изображается поверхностью $eafdbc$ при работе машины на режиме двигателя (рис. 14).

Кривая abc, расположенная в вертикальной плоскости, параллельной координатной плоскости $n 0 \eta_{пд}$, изображает зависимость полного к. п. д. от числа оборотов n при $\Delta p=\text{const}$. Зна-

чение полного к. п. д. с увеличением n сначала увеличивается, а затем начинает уменьшаться, т. е. имеет максимальную величину при определенных значениях n и Δp, которые названы критическими значениями, т. е. $n_{кр}$ и $\Delta p_{кр}$. При этом кривая $\eta_{пд}$ не так резко падает вниз, как это условно показано на участке ab на рис. 14.

От точки b в направлении точки a имеется довольно большой участок незначительного понижения $\eta_{пд}$, который и используется на практике для выбора рабочих значений n. Экспериментальные кривые $(\eta_{пд})_{\Delta p=\mathrm{const}}=f(n)$ ограничиваются этим участком, поэтому участок характеристики до точки a никогда экспериментально не снимается, и на рис. 14 он показан предположительно.

Кривая dbe, расположенная в вертикальной плоскости параллельной координатной плоскости $\eta_{пд}0\Delta p$ изображает зависимость $\eta_{пд}$ от Δp при $n=\mathrm{const}$. Эта кривая также имеет максимум при определенных значениях n и Δp. Здесь также падение $\eta_{пд}$ на участке be на практике не такое резкое, как это условно показано на рис. 14. Вправо от точки b имеется довольно большой участок, где $\eta_{пд}$ с увеличением Δp уменьшается незначительно. Этот участок и используется на практике для выбора рабочих значений Δp. Поэтому экспериментальные характеристики $(\eta_{пд})_{n=\mathrm{const}}=F(\Delta p)$ ограничивают участком незначительного падения $\eta_{пд}$ и никогда не доходят до точки e на участке be. В связи с этим на рис. 14 этот участок показан условно.

Кривая ad в плоскости $n0\Delta p$ определяет границу, левее которой $\eta_{пд}=0$. Машина в этой области не работает, потому что перепад давлений Δp здесь ниже $\Delta p_{\min}$, необходимого для обеспечения вращения вала без нагрузки.

Полный к. п. д. машины, работающий на режиме генератора, изображается на рис. 13, *в* поверхностью $efdgc$. Кривая ec, расположенная в вертикальной плоскости, параллельной координатной плоскости $\eta_{пг}0\Delta p$, изображает зависимость $\eta_{пг}$ от перепада давлений Δp при $n=\mathrm{const}$.

Значение $\eta_{пг}$ с увеличением Δp на участке ec увеличивается, а затем на участке cd начинает уменьшаться, т. е. имеет максимальную величину при определенных значениях n и Δp, которые названы критическими значениями $n_{кр}$ и $\Delta p_{кр}$. При этом кривая $\eta_{пг}$ не так резко падает вниз, как это условно показано на участке кривой cd на рис. 13, *в*. От точки c в направлении точки d имеется довольно большой участок незначительного понижения $\eta_{пг}$, который и используется на практике для выбора рабочих значений Δp.

Участок кривой cd определяется величиной объемного к. п. д.

При рассмотрении характеристики объемного к. п. д. было установлено, что перепады давления Δp, соответствующие этому

участку кривой, на практике не применяются, поэтому участок характеристики до точки d показан условно.

Кривая fg в вертикальной плоскости, параллельной координатной плоскости $\eta_{пг}0n$, изображает зависимость $\eta_{пг}$ от числа оборотов n при $\Delta p = \text{const}$.

Значение $\eta_{пг}$ с увеличением n на участке fc увеличивается за счет увеличения $\eta_{гмг}$, а затем на участке cg начинает уменьшаться, причем это уменьшение на участке cg более резкое, чем на участке fc вблизи точки c.

Вблизи точки c имеется довольно большой участок незначительного повышения величины $\eta_{пг}$. При рассмотрении характеристики $\eta_{гмг}$ (см. рис. 13, *б*) было установлено, что участок вблизи пересечения кривой с плоскостью $n0\Delta p$ в точке f не используется, поэтому и этот участок кривой $\eta_{пг}$ показан условно.

Глава III

ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ В КОЛОВРАТНЫХ МАШИНАХ

■

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В предыдущей главе дана классификация потерь, имеющих место в коловратной машине.

В существующих конструкциях коловратных машин в полезную работу обычно превращается 60—80% подаваемой энергии; остальная часть переходит в тепло, вызывающее нагрев деталей и рабочей жидкости, проходящей через внутренние полости машины.

Из всего количества потерь наибольшая часть приходится на механические потери (до 90% общего количества). Нагрев рабочей жидкости происходит в основном во время выполнения второй фазы цикла.

Переход в тепло механических, гидравлических и объемных потерь энергии приводит к возникновению внутри машины областей с более высокой температурой. Из этих областей поток тепла идет на нагрев рабочей жидкости, проходящей через машину, и к наружной поверхности корпуса.

Механические потери ограничивают работу машины на малых оборотах:

а) при работе машины на режиме генератора, когда $Q_т = Q_п$ [34], а канализация внутренних перетечек осуществляется во входную полость, отсутствует отвод тепла с рабочей жидкостью; этот режим вызывает аварию машины из-за того, что температура поверхностей трения деталей достигает точки выгорания [34];

б) когда $Q_т = Q_п$, работа машины на режиме двигателя невозможна, так как при подаче во входную полость количества жидкости $Q_п$ выходной вал машины неподвижен и жидкость *по зазорам между деталями перетекает из полостей высокого* давления в полости низкого давления.

Максимальное давление при работе на генераторном режиме также определяется не прочностными характеристиками маши-

ны, а отклонениями от нормального теплового режима. При давлении выше максимально допустимого начинается колебание давления в выходной магистрали, резко увеличивается температура корпуса и значительно уменьшается фактический расход рабочей жидкости.

Из расходной характеристики (рис. 8) видно, что у кривой *cd* фактического расхода $Q_{фг}$, имеющей постоянный угол наклона к горизонтали, при перепаде давлений Δp выше определенного предела угол наклона начинает резко возрастать.

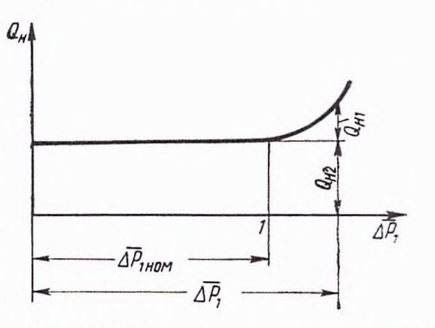


Рис. 15. Изменение от перепада давления потерь расхода, связанных с неполным заполнением рабочих полостей жидкостью во входной камере, при работе на генераторном режиме

Такой характер изменения фактического расхода имеет место и у машин с автоматической компенсацией зазоров между деталями рабочего органа, т. е. у машин со специальными устройствами для уменьшения (с повышением перепада давлений Δp) зазоров между деталями рабочего органа в местах наибольших внутренних утечек. При правильном выполнении компенсационных устройств кривые *cd* не имеют отклонений от горизонтали до давления $(\Delta p)_{max}$ и лишь при $\Delta p > (\Delta p)_{max}$ начинают отклоняться.

Отклонение кривых *cd* от горизонтали вызывается перетечками жидкости $Q_у$ из полостей с высоким давлением в полости низкого давления и неполным заполнением рабочих камер в первой фазе цикла ($Q_н$).

Потери $Q_н$ резко возрастают при перепаде давлений $\Delta p \geqslant (\Delta p)_{max}$, так как при этом некоторые детали изменяемых полостей разогреваются до температуры, превышающей температуру насыщения жидкости при минимальном давлении внутри машины, которое будет во входной полости при работе машины на режиме генератора (см. рис. 9).

В этом случае на стенках входной полости возникает поверхностное кипение жидкости. Образовавшиеся паровые пузыри конденсируются в относительно холодной основной массе жидкости, но при этом возникает большее сопротивление, чем при течении однородной жидкости. Из рис. 15 видно, что при $\overline{\Delta p}_1 \leqslant 1$ значение $Q_н = Q_{н2} = \text{const}$, и лишь при $\overline{\Delta p}_1 > 1$ появляется составляющая $Q_{н1}$, за счет которой увеличивается значение $Q_н$ и уменьшается значение $Q_{фг}$.

УСЛОВИЯ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ МАШИНЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ И ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЕ

Часть тепла, идущего на нагрев рабочей жидкости, можно определить из уравнения [34]

$$w_1 = \sum_{i=1}^{m} \alpha_i F_i (T_{ci} - T_{жi}), \tag{129}$$

где m — количество деталей, омываемых рабочей жидкостью;

F_i — поверхность i-й детали, через которую проходит тепловой поток;

T_{ci} — средняя температура поверхности F_i;

$T_{жi}$ — средняя температура жидкости, омывающей поверхность F_i;

α_i — коэффициент теплоотдачи от поверхности F_i к рабочей жидкости.

Поток тепла, идущий к наружной поверхности корпуса, равен

$$w_2 = \frac{T_к - T_{ср}}{\sum\limits_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j F_j} + \frac{1}{F_к(\alpha_к + \alpha_{изл})}}, \tag{130}$$

где n — количество деталей, через которые проходит тепловой поток, идущий к наружной поверхности корпуса;

δ_j и λ_j — толщина и коэффициент теплопроводности j-й детали;

F_j — площадь изотермической поверхности j-й детали;

$F_к$ и $T_к$ — площадь и температура наружной поверхности корпуса машины;

$\alpha_к$ и $\alpha_{изл}$ — коэффициент конвективного теплообмена и приведенный коэффициент излучения от корпуса к окружающей среде.

У коловратных машин вследствие больших коэффициентов теплопроводности λ_j материалов, из которых изготовлены детали, и малых величин δ_j, имеет место неравенство

$$\frac{1}{F_к(\alpha_к + \alpha_{изл})} \gg \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\gamma_j F_j}, \tag{131}$$

С учетом уравнения (131) формулу (130) можно записать

$$w_2 \approx F_к(\alpha_к + \alpha_{изл})(T_к - T_{ср}). \tag{132}$$

Суммарный тепловой поток

$$w = w_1 + w_2 = \sum_{i=1}^{m} \alpha_i F_i (T_{ci} - T_{жi}) + F_к(\alpha_к + \alpha_{изл})(T_к - T_{ср}). \tag{133}$$

На номинальном режиме работы машины $\omega_1 \gg \omega_2$, т. е. практически все тепло, выделяемое внутри, поглощается проходящей через машину рабочей жидкостью.

В связи с этим имеет место следующее распределение температуры в коловратных машинах:

1. Температура поверхности корпуса у большинства машин близка к температуре жидкости на выходе из машины.

2. Температура поверхностей трения деталей рабочего органа колеблется от T_{max} до $T_{жi}$. Эти колебания имеют большую частоту (более 200 *гц*), поэтому проникновение тепловой волны невелико и на небольшой глубине от поверхности нагрева устанавливается постоянная температура детали, равная T_{ci} [34].

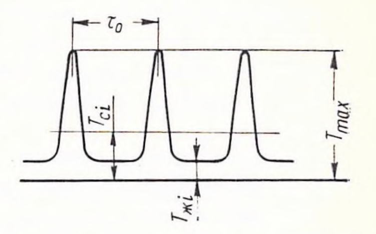


Рис. 16. Изменение температуры во времени у внутренней поверхности детали, имеющей периодическое полусухое трение с другой деталью:

T_{max} — максимальная температура поверхности; τ_0 — период колебаний температуры

На рис. 16 показано изменение температуры поверхности i-й детали. К таким поверхностям у коловратных машин относятся торцовые поверхности шестерен, опор у шестеренных и героторных машин и подпятники скольжения у винтовых машин.

3. Температура деталей, не имеющих поверхностей трения, близка к температуре рабочей жидкости на выходе из машины.

Теплообмен между деталями коловратных машин при стационарном режиме происходит у большинства зазоров в условиях законченной гидродинамической и тепловой стабилизации потока.

Участок гидродинамической стабилизации потока жидкости определяется уравнением

$$\overline{l_{ст}} = 0{,}02875\, \mathrm{Re}\, \overline{s}. \qquad (134)$$

Длина участка стабилизации равна

$$\overline{l_{т}} = 0{,}02875\, \mathrm{Re}\, \overline{s} + 0{,}0342\, \mathrm{Pr}\, \mathrm{Re}\, \overline{s}, \qquad (135)$$

где $\overline{l_{ст}} = \frac{l_{ст}}{l}$; $l_{ст}$ — длина участка гидродинамической стабилизации потока;

l — длина зазора в направлении потока;

$\overline{s} = \frac{s}{l}$; s — высота зазора;

$\overline{l_{т}} = \frac{l_{т}}{l}$; $l_{т}$ — длина участка тепловой стабилизации потока.

У большинства зазоров коловратных машин $\overline{l_{ст}} \leqslant 0{,}03$; $\bar{l}_т \leqslant$ $\leqslant 0{,}06$. Исключение составляют зазоры:

а) между наружными диаметрами зубьев шестерен и корпусом и между сопрягаемыми зубьями шестерен у шестеренных машин внешнего зацепления;

б) между наружными диаметрами винтов и корпусом, а также между сопрягаемыми профилями винтов у винтовых машин;

в) между сопрягаемыми профилями зубьев наружной и внутренней шестерен, а также между вставкой и наружными диаметрами зубьев малой шестерни и внутренними диаметрами зубьев большой шестерни у шестеренных машин внутреннего зацепления;

г) между сопрягаемыми профилями зубьев наружной и внутренней шестерен у героторных машин.

Течение в этих зазорах происходит в условиях законченной гидродинамической и незавершенной тепловой стабилизации потока.

При завершенной тепловой стабилизации потока температура ядра течения в зазоре меняется, а коэффициент теплоотдачи достигает постоянного значения.

При незаконченной тепловой стабилизации потока температура теплового ядра течения в зазоре остается неизменной и равной входной температуре T_0.

Течения в зазорах при стационарном режиме в условиях законченной гидродинамической и тепловой стабилизации рассмотрены в работе [34].

Основные параметры теплообмена даны в табл. 1, составленной по данным работы [34].

Рассмотрим теплообмен при нестационарном режиме в коловратных машинах. Температура поверхностей трения $T_{ст}$ деталей рабочего органа колеблется от $T_{\max}$ до $T_{жi}$ с частотой $\omega_ц$, как показано на рис. 16. Эту температуру имеют торцовые поверхности шестерен и соприкасающиеся с ними торцовые поверхности опор у шестеренных машин (см. рис. 2) или торцовые поверхности винтов и соприкасающиеся с ними торцовые поверхности опор у винтовых машин (см. рис. 4).

Тепловая волна проникает от поверхности трения внутрь детали на незначительную глубину. Для объемных гидравлических машин глубина x, на которой затухают тепловые колебания, не превышает $x_0 \leqslant 1$ *мм* [34].

Температура $T_{ст}$ определяется следующей формулой [34]:

$$T_{ст} = T + T_{ci}\left(1 - \operatorname{erf}\frac{x}{2\sqrt{at}}\right) + \sum_{n=1}^{\infty} \exp\left(-\sqrt{\frac{\pi n}{at_0}}\,x\right) \times$$

$$\times\left[\sqrt{a_n^2 + b_n^2}\cos\left(\frac{2\pi nt}{t_0} - \sqrt{\frac{\pi n}{t_0}}\,x - \operatorname{arc\,tg}\frac{b_n}{a_n}\right)\right], \quad (136)$$

где a_n и b_n — коэффициенты Фурье;
T — температура рабочей жидкости;
t_0 — период колебаний температуры.

При глубине $x > x_0$ в уравнении (136) можно пренебречь вторым членом правой части, и тогда это уравнение примет вид

$$|T_{ст}|_{x>x_0} = T + T_{ci}\left(1 - \operatorname{erf}\frac{x}{2\sqrt{at}}\right). \quad (137)$$

При $\mu = \text{var}$ [34]

$$(\text{Nu})_{\mu=\text{var}} = (\text{Nu})_{\mu=\text{const}}\left(\frac{\mu_c}{\mu_{ст}}\right)^{0,14},$$

где μ_c — коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости при средней температуре T_c жидкости в зазоре;
μ_{cm} — коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости при температуре стенок зазора;

$$T_c = \frac{T^*_{вх} - T^*_{вых}}{2},$$

где $T^*_{вх}$ — средняя температура жидкости на входе в зазор;
$T^*_{вых}$ — средняя температура жидкости на выходе из зазора.

Для больших t выражение $\operatorname{erf}\frac{x}{2\sqrt{at}}$ в формуле (137) стремится к нулю, и конечное выражение для $T_{ст}$ представляется в виде

$$T_{ст} = T + T_{ci}. \quad (138)$$

К нестационарным процессам относится также случай, когда температура рабочей жидкости, вытекающей из зазора, образованного поверхностями трения, изменяется по закону

$$T = T_0 - T_1\cos\frac{2\pi t}{t_0}. \quad (139)$$

Попадая в другой зазор, не имеющий поверхностей трения, рабочая жидкость нагревает стенки деталей, образующие зазор.

Температура стенок этого зазора будет также изменяться во времени [34]:

$$T_{cm} = T_0 - \frac{T_1\exp\left(-\sqrt{\frac{\pi}{at_0}}\,x\right)}{\sqrt{1 + \frac{2}{\text{Bi}} + \frac{2}{(\text{Bi})^2}}} \times$$

$$\times\cos\left[\frac{2\pi t}{t_0} - \sqrt{\frac{\pi}{at_0}}\,x - \operatorname{arc\,tg}\frac{1}{1+\text{Bi}}\right]. \quad (140)$$

Вид зазора	Эскиз	B
Плоская щель		$\frac{T_{вых} - T_0}{l}$
Концентричная кольцевая щель		
Торцовая кольцевая щель		$\frac{T_{вых} - T_0}{r_2 - r_1}$
Эксцентричная кольцевая щель		$\frac{T_{вых} - T_0}{l}$

Примечания: 1. $\theta = T_{ст} - T$, где T—температура рабочей жидкости в зазоре; цевой щели $\theta(z, y) = \theta_1(y) - B_1 z$; для торцовой кольцевой щели $\theta(r, z) = \theta_1(z) - B_2 r$.

2. θ^*_{1c} — среднее значение θ_1 по сечению зазора.

Таблица 1

Без учета диссипации энергии		С учетом диссипации энергии	
θ^*_{1c}	Nu $\mu=\text{const}$	θ^*_{1c}	Nu; $\mu=\text{const}$
$\frac{17v_0\ Bs^2}{140a}$	4,12	$\frac{17}{140}\cdot\frac{v_0Bs^2}{a}-\frac{24\mu v_0^2}{35\gamma cJa}$	$\dfrac{\frac{Bs^2}{2}-\frac{6\mu v_0}{\gamma cJ}}{\frac{17Bs^2}{140}-\frac{24\mu v_0}{35\gamma cJ}}$
$v_0B(r_2-r_1)^2\times\frac{17}{350}(1-\cos\varphi)^4$		$\left[\frac{17v_0B}{350a}(r_2-r_1)^2-\frac{96\mu v_0^2}{875\gamma cJa}\right]\times(1-\cos\varphi)^4$	$\dfrac{\frac{B}{5}(r_2-r_1)^2-\frac{24\mu v_0}{25\gamma cJ}}{\frac{17B}{350}(r_2-r_1)^2-\frac{96\mu v_0}{875\gamma cJ}}$

$T_{ст}$ —температура стенок зазора. Для плоской щели $\theta(x, z)=\theta_1(z)-Bx$; для коль-

При $x=0$ уравнение (140) примет вид

$$T_{cm} = T_0 - \frac{T_1}{\sqrt{1+\frac{2}{\mathrm{Bi}}+\frac{2}{(\mathrm{Bi})^2}}} \cos\left(\frac{2\pi t}{t_0} - \mathrm{arc\,tg}\frac{1}{1+\mathrm{Bi}}\right). \quad (141)$$

Из уравнений (139) и (141) видно, что температура стенки T_{cm} колеблется с такой же частотой, как и температура рабочей жидкости T, но амплитуда колебаний температуры стенки уменьшается в $\sqrt{1+\frac{2}{\mathrm{Bi}}+\frac{2}{(\mathrm{Bi})^2}}$ раз.

Таким образом, для больших значений критерия Био температура стенки приближается к температуре жидкости T, а при малых Bi разница в амплитудах становится заметной.

Для коловратных машин критерий $\mathrm{Bi}<{}^1/_{15}$ и, следовательно, амплитуда колебаний температура стенки более чем в 20 раз меньше чем амплитуда колебаний жидкости.

Температура рабочей жидкости может быть периодической функцией более сложного вида, чем уравнение (139), но и в этом случае ее можно разложить в ряд Фурье;

$$T = T_0 + \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cos\left(\frac{2\pi n t}{t_0} - \delta_n\right). \quad (142)$$

Температуру стенок также можно представить в виде

$$T_{cm} = T_0 + \sum_{n=1}^{\infty} D_n \exp\left(-\sqrt{\frac{\pi n}{a t_0}}\, t\right) \times$$

$$\times \cos\left(\frac{2\pi n t}{t_0} - \sqrt{\frac{\pi n}{a t_0}}\, x - \gamma_n\right). \quad (143)$$

Коэффициенты C_n и D_n в уравнениях (142) и (143) связаны следующей зависимостью:

$$D_n = \frac{C_n}{\sqrt{1+\frac{2\sqrt{n}}{\mathrm{Bi}}+\frac{2n}{\mathrm{Bi}^2}}}. \quad (144)$$

Таким образом, и в этом случае при малых значениях критерия Био амплитуда колебаний температуры стенки будет в несколько раз меньше амплитуды колебаний температуры жидкости.

Наружная теплоотдача от корпуса машины осуществляется одновременно конвекцией и излучением.

Уравнения теплового баланса коловратной машины:

при работе на режиме генератора

$$\beta(\overline{n}-\overline{n}_{\min})(\overline{T}_{вых}-1)\left[1-\exp\left(-\frac{\Phi}{\overline{n}-\overline{n}_{\min}}\right)\right]+\psi(\overline{T}_{вых}-1)+$$

$$+\varphi(\overline{T}^4_{вых}-1)=\overline{n}(\overline{\Delta M}+\overline{\Delta M}_г)+\overline{n}_{\min}\overline{\Delta p}; \quad (145)$$

при работе на режиме двигателя

$$\beta\bar{n}(\bar{T}_{вых}-1)\left[1-\exp\left(-\frac{\Phi}{\bar{n}-\bar{n}_{\min}}\right)\right]+\psi(\bar{T}_{вых}-1)+$$
$$+\varphi(\bar{T}^4_{вых}-1)=\bar{n}(\Delta M+\overline{\Delta M}_г)+\bar{n}_{\min}\overline{\Delta p}, \qquad (146)$$

где

$$\beta=\frac{\gamma c J T_{cp}}{p_{ном}}; \quad \bar{n}=\frac{n}{n_{ном}};$$

$$\bar{n}_{\min}=\frac{n_{\min}}{n_{ном}}; \quad \bar{T}_{вых}=\frac{T_{вых}}{T_{cp}};$$

$$\Phi=\frac{1}{n_{ном}\,\gamma c q_T}\sum_{i=1}^{f}a_i\Pi_i L_i;$$

$$\psi=\frac{T_{cp}F\alpha_1 J}{N_{ном}};$$

$$\varphi=\frac{F\varepsilon E T^4_{cp}}{N_{ном}\cdot 10^8};$$

$$\overline{\Delta M}=\frac{\Delta M}{M_1}; \quad \Delta M_г=\frac{\Delta M_г}{M_1};$$

$$\overline{\Delta p}=\frac{\Delta p}{\Delta p_{ном}};$$

T_{cp} — температура окружающей среды;

$T_{вых}$ — температура рабочей жидкости на выходе из машины;

α_1 — коэффициент теплообмена между наружной поверхностью машины и окружающей средой;

ε — степень черноты наружной поверхности машины;

Π_i и F_i — соответственно периметр и площадь поперечного сечения i-го участка гидравлической системы;

a_i — коэффициент температуропроводности жидкости на i-м участке;

E — коэффициент излучения абсолютно черного тела;

J — механический эквивалент тепла;

ΔM — момент сил трения, определяемый формулой (42);

$\Delta M_г$ — момент гидравлических потерь, определяемый формулой (18).

Как коловратную машину, так и любой участок гидравлической системы можно представить в виде цилиндра соответствующего эквивалентного диаметра $D_{экв}$.

Величина коэффициента теплоотдачи α_1, входящая в формулы (145) и (146), определяется уравнением [34]

$$\alpha_1 = \frac{\lambda \, Pr^{0,5} (Gr_x)^{0,25}}{5,42 \, (0,477 + Pr)^{0,25} D_{экв}}. \qquad (147)$$

Коэффициент теплоотдачи α_1 между наружной поверхностью машины и окружающей средой, определяемый по формуле (147), значительно меньше, чем коэффициент теплоотдачи от поверхности трения к рабочей жидкости, определяемый по формулам этой главы.

В связи с этим отношение удельного теплового потока q_1 (от поверхности трения деталей к рабочей жидкости) к удельному тепловому потоку q_2 (от наружной поверхности машины к окружающей среде) составляет на номинальном режиме $\frac{q_1}{q_2} \geqslant 2 \cdot 10^4$.

Это соотношение уменьшается при работе машины на режиме близком к $\bar{n}_{min}$, так как увеличивается величина q_2 и соответственно уменьшается q_1. Работа гидравлической машины на режиме генератора при $\bar{n} = \bar{n}_{min}$ не допускается, так как температура поверхностей трения деталей достигает точки выгорания [34], что может привести к аварии. Это следует и из формулы (145), в которой при $\bar{n} = \bar{n}_{min}$ первый член левой части становится равным нулю и величина $\overline{T}_{вых}$ резко возрастает и становится выше температуры кипения рабочей жидкости $\overline{T}_{кип} = \frac{T_{кип}}{T_{ср}}$ при давлении во входной полости, т. е. $\overline{T}_{вых} > \overline{T}_{кип}$.

Выше было показано, что внутри машины имеют место значительные колебания температуры на поверхностях трения детали, причем максимальная температура при этих колебаниях превышает температуру кипения жидкости в полостях низких давлений.

Из-за большой частоты тепловые колебания сосредоточиваются вблизи поверхности нагрева и проникают на глубину не более 1 *мм*.

Рабочая жидкость, соприкасаясь с этими поверхностями, закипает, в то время как температура основной массы рабочей жидкости остается ниже температуры насыщения, поэтому пары конденсируются, попадая в относительно холодную основную массу жидкости. Локальное кипение происходит при вынужденной конвекции.

Локальному кипению соответствуют значительные коэффициенты теплообмена и большие величины удельных тепловых потоков (до 10^7 *вт/м²*), при максимальной величине которых температура стенки может превышать температуру плавления металла стенки [34]. Причиной интенсификации теплообмена

являются локальные образования пара, усиливающие перенос тепла от стенки к основной массе жидкости.

При подаче во входную полость жидкости Q_n выходной вал либо неподвижен, либо его вращение носит неустойчивый прерывистый характер, поэтому работа машины на режиме двигателя при $\bar{n}=\bar{n}_{\min}$ невозможна. При неподвижном вале жидкость по зазорам между деталями перетекает из полостей высокого давления в полости низкого давления.

ЗАВИСИМОСТЬ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИНЫ ОТ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ

На характеристики машины существенное влияние оказывают различные факторы, к которым относятся физико-химические свойства рабочих жидкостей, пульсация мгновенного расхода, абсолютное давление на входе при работе машины на режиме генератора, остаточный объем, перепад давлений между полостями входа и выхода, число оборотов вала.

Влияние физико-химических свойств рабочей жидкости перепада давлений и числа оборотов на характеристики машин подробно описано в работе [34].

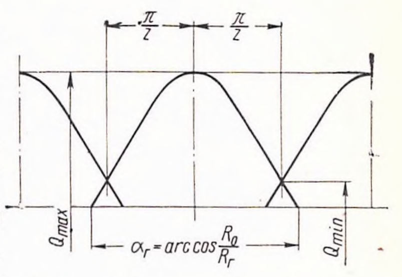


Рис. 17. Пульсация мгновенного расхода у шестеренной машины

Пульсация мгновенного расхода. У коловратных машин шестеренного типа рабочий орган конструктивно выполнен так, что за время одного оборота вала вытесняемый объем жидкости не остается постоянным, а периодически изменяется, т. е. имеет место пульсация мгновенного расхода V. Для шестеренной машины пульсация имеет характер, показанный на рис. 17. Точное определение величины расхода машины может быть получено путем вычерчивания зубьев шестерен в увеличенном масштабе и планиметрированием соответствующих площадей.

На рис. 18 показаны две шестерни I и II шестеренной машины, имеющие одинаковое число зубьев эвольвентного профиля. Сплошными линиями показано первое положение соприкасающихся между собой профилей одной пары зубьев, а пунктирными линиями — второе положение, смещенное относительно первого на угол $d\alpha_1$. Первое положение шестерни I определяется углом давления α_1, эвольвентным углом θ_1 и радиусом R_1, у шестерни II соответственно α_1', θ_1' и R_1'. Второе положение шестерни I определяется параметрами α_2, θ_2 и R_2, шестерни II — параметрами α_2', θ_2' и R_2'.

Из свойств эвольвенты следует, что

$$\theta_1 = \operatorname{tg}\alpha_1 - \alpha_1,$$

$$\theta_1' = \operatorname{tg}\alpha_1' - \alpha_1', \tag{148}$$

$$\theta_2 = \operatorname{tg}\alpha_2 - \alpha_2, \tag{149}$$

$$\theta_2' = \operatorname{tg}\alpha_2' - \alpha_2'. \tag{150}$$

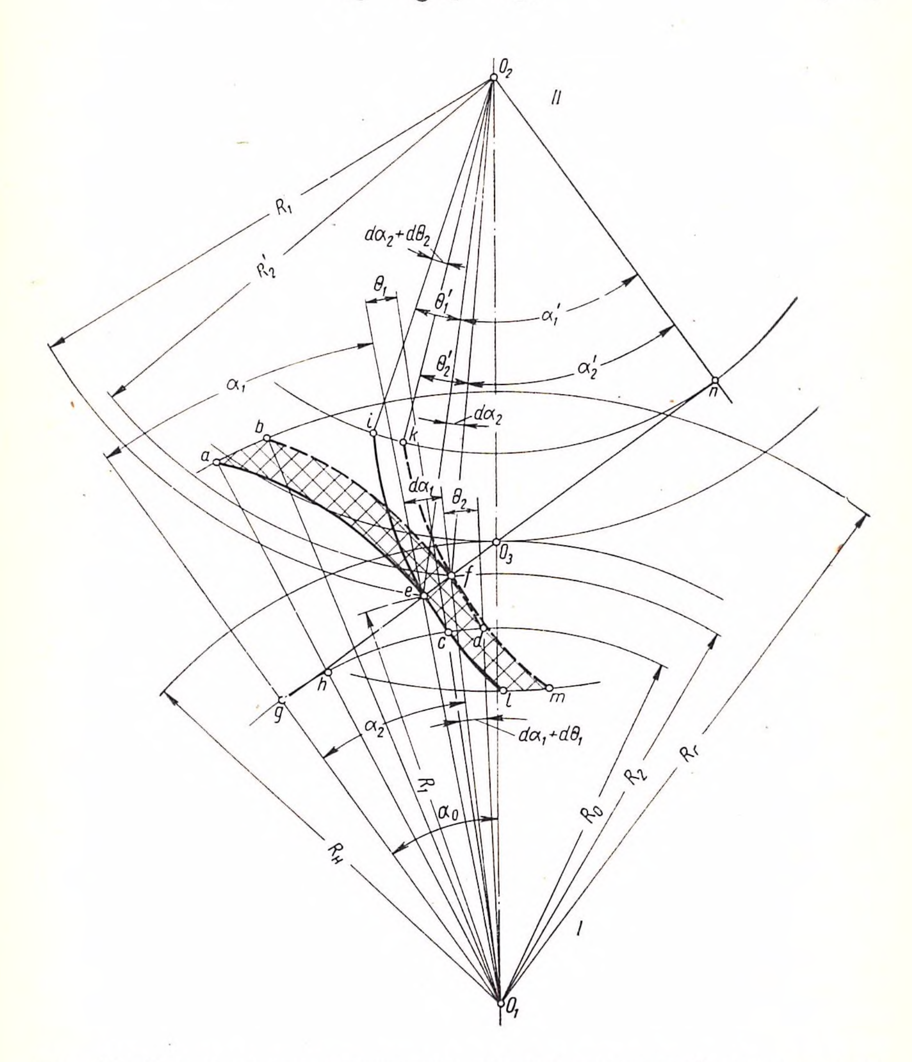


Рис. 18. *К определению мгновенного расхода шестеренной машины внешнего зацепления*

Площадь фигуры

$$F_{geco_1} = F_{geo_1} + F_{o_1ec}. \qquad (151)$$

Площадь треугольника

$$F_{ego_1} = \frac{R_0^2}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_1.$$

Площадь фигуры

$$F_{o_1ec} = \frac{R_0^2}{2} \int_0^{\alpha_1} \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{\cos^2 \alpha} d\alpha = \frac{R_0^2}{2} \int_0^{\alpha_1} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) \operatorname{tg}^2 \alpha d\alpha =$$

$$= \frac{R_0^2}{6} \cdot \operatorname{tg}^3 \alpha_1. \qquad (152)$$

Итак,

$$F_{geco_1} = \frac{R_0^2}{2} \left(\operatorname{tg} \alpha_1 + \frac{\operatorname{tg}^3 \alpha_1}{3} \right). \qquad (153)$$

Площадь фигуры

$$F_{gec} = \frac{R_0^2}{2} \left(\operatorname{tg} \alpha_1 + \frac{\operatorname{tg}^3 \alpha_1}{3} \right) - \frac{R_0^2}{2} \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{R_0^2}{6} \operatorname{tg}^3 \alpha_1. \qquad (154)$$

Для фигуры gfd получим

$$F_{gfd} = \frac{R_0^2}{6} \cdot \operatorname{tg}^3 \alpha_2. \qquad (155)$$

Площадь фигуры

$$F_{efdc} = \frac{R_0^2}{6} [(\alpha_2 + \theta_2)^3 - (\alpha_1 + \theta_1)^3] = \frac{R_0^2}{6} \{[\operatorname{tg} \alpha_1 +$$

$$+ (d\alpha_1 + d\theta_1)]^3 - \operatorname{tg}^3 \alpha_1\}. \qquad (156)$$

Преобразуем уравнение (156). Для этого угол $(d\theta_1 + d\alpha_1)$ можно представить в виде $d\theta_1 + d\alpha_1 = 2\pi ndt$, а членами $(d\theta_1 + d\alpha_1)^3$ и $\operatorname{tg} \alpha_1 (d\theta_1 + d\alpha_1)^3$, так как $3\operatorname{tg}^2\alpha_1 (d\theta_1 + d\alpha_1) \gg \operatorname{tg} \alpha_1 (d\theta_1 + d\alpha_1)^2 \gg (d\theta_1 + d\alpha_1)^3$ можно пренебречь.

$$F_{efdc} = R_0^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_1 \pi ndt. \qquad (157)$$

Площадь фигуры $abcd$, как видно из рис. 18, равна площади кругового кольца с центральным углом $(d\alpha_1 + d\theta_1)$:

$$F_{abcd} = (R_г^2 - R_0^2) \frac{(d\alpha_1 + d\theta_1)}{2} = (R_г^2 - R_0^2) \pi ndt. \qquad (158)$$

Площадь фигуры

$$F_{abef} = F_{abcd} - F_{efdc} = (R_г^2 - R_0^2 - R_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_1) \pi ndt. \qquad (159)$$

Выполнив те же преобразования, получим для фигуры $eflm$ следующее выражение:

$$F_{eflm} = (R_г^2 - R_0^2 - R_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_1') \frac{(d\alpha_2 + d\theta_2)}{2}. \qquad (160)$$

Зависимость между углами α_1 и α_1', а также между $(d\alpha_1 + d\theta_1)$ и $(d\alpha_2 + d\theta_2)$ определим из рис. 18:

$$d\alpha_1 + d\theta_1 = d\alpha_2 + d\theta_2, \qquad (161)$$

где

$$d\alpha_2 = \alpha_1' - \alpha_2';$$

$$d\theta_2 = \theta_1' - \theta_2'.$$

С учетом выражения (161) получим

$$F_{eflm} = [R_г^2 - R_0^2 - R_0^2 (2 \operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{tg} \alpha_1)^2] \frac{(d\alpha_1 + d\theta_1)}{2} =$$

$$= [R_г^2 - R_0^2 - R_0^2 (2 \operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{tg} \alpha_1)^2] \pi n dt. \qquad (162)$$

Определим площадь фигуры $ablm$

$$F_{ablm} = F_{abef} + F_{eflm} = [2 (R_г^2 - R_0^2) - R_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_1 -$$

$$- R_0^2 (2 \operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{tg} \alpha_1)^2] \pi n dt = [2 (R_г^2 - R_0^2) - 2R_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_1 -$$

$$- 4R_0^2 \operatorname{tg} \alpha_0 (\operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{tg} \alpha_1)] \pi n dt. \qquad (163)$$

Объем жидкости dV, вытесняемый соприкасающимися профилями сцепляющихся шестерен за бесконечно малый промежуток времени dt, равен

$$dV = F_{ablm} b = 2 [(R_г^2 - R_0^2) - R_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_1 - 2R_0^2 \operatorname{tg} \alpha_0 (\operatorname{tg} \alpha_0 -$$

$$- \operatorname{tg} \alpha_1)] b \pi n dt. \qquad (164)$$

Мгновенный расход машины

$$V_{мгн} = \frac{dV}{dt} = 2 \{R_г^2 - R_0^2 [1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1 + 2 \operatorname{tg} \alpha_0 (\operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{tg} \alpha_1)]\} b \pi n. \qquad (165)$$

Из формулы (165) следует, что максимальный мгновенный расход имеет место при $\alpha_1 = \alpha_0$, т. е. в момент касания зубьев в полюсе зацепления $O_з$.

Итак,

$$(V_{мгн})_{\max} = 2 [R_г^2 - R_0^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_0)] \pi b n. \qquad (166)$$

Минимальный расход будет при $\alpha_1 = \alpha_0 - \frac{\pi}{z}$ (см. рис. 17):

$$(V_{мгн})_{\min} = 2 \left\{R_г^2 - R_0^2 \left[1 + \operatorname{tg}^2 \left(\alpha_0 - \frac{\pi}{z}\right) + 2 \operatorname{tg}^2 \alpha_0 -\right.\right.$$

$$\left.\left. - \operatorname{tg} \alpha_0 \operatorname{tg} \left(\alpha_0 - \frac{\pi}{z}\right)\right]\right\} \pi b n. \qquad (167)$$

Пульсация мгновенного расхода оценивается коэффициентом неравномерности расхода $\overline{V}$ [34], который для шестеренной машины с шестернями внешнего зацепления равен

$$\overline{V} = 1 - \frac{\left\{R_г^2 - R_0^2\left[1 + \operatorname{tg}^2\left(\alpha_0 - \frac{\pi}{z}\right) + 2\operatorname{tg}^2\alpha_0 - \operatorname{tg}\alpha_0 \operatorname{tg}\left(\alpha_0 - \frac{\pi}{z}\right)\right]\right\}}{R_г^2 - R_0^2(1 + \operatorname{tg}^2\alpha_0)}. \tag{168}$$

Из уравнения (168) следует, что коэффициент неравномерности расхода уменьшается с увеличением числа зубьев.

На практике увеличение числа зубьев не выгодно, так как при заданном расходе $Q_т$, увеличение z приводит к увеличению размеров шестерен, потому что $Q_т = f(m^2, z)$.

Теперь определим коэффициент неравномерности расхода $\overline{V}$ для машины, имеющей шестерни внутреннего зацепления (рис. 19). Для этого сначала найдем величину мгновенного расхода машины.

Объем жидкости dV, вытесняемой соприкасающимися профилями сцепляющихся шестерен за бесконечно малый промежуток времени dt, равен произведению площади F_{abef} на ширину зуба b.

Площадь $F_{abef} = F_{abcd} + F_{cdef}$.

Площади F_{abcd} и F_{cdef}, по аналогии с предыдущими рассуждениями для машины с зубьями внешнего зацепления, можно выразить

$$F_{abcd} = (R_г^2 - R_{01}^2 - R_{01}^2 \operatorname{tg}^2\alpha_1)\pi n_1 dt \tag{169}$$

и

$$F_{cdef} = F_{cdgh} - F_{efgh} = R_{02}^2 \operatorname{tg}^2\alpha_1' \pi n_2 dt - (R_{г_2}^2 - R_{02}^2)\pi n_2 dt. \tag{170}$$

Зависимость между n_1 и n_2 равна передаточному числу

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{R_{01}}{R_{02}}. \tag{171}$$

Зависимость между $\operatorname{tg}\alpha_1$ и $\operatorname{tg}\alpha_2$ определим из рис. 19. Для этого рассмотрим следующие уравнения:

$$\overline{ki} = \overline{kc} - \overline{ic} = R_{02}\operatorname{tg}\alpha_1' - R_{01}\operatorname{tg}\alpha_1, \tag{172}$$

$$\overline{ki} = \overline{ko} - \overline{io} = \operatorname{tg}\alpha_0(R_{02} - R_{01}). \tag{173}$$

Из выражений (172) и (173) найдем

$$\operatorname{tg}\alpha_1' = \frac{R_{02} - R_{01}}{R_{02}}\operatorname{tg}\alpha_0 + \frac{R_{01}}{R_{02}}\operatorname{tg}\alpha_1. \tag{174}$$

Подставив выражения (171) и (174) в уравнение (170), получим

$$F_{cdef} = \{[(R_{02} - R_{01}) \operatorname{tg} \alpha_0 + R_{01} \operatorname{tg} \alpha_1]^2 - (R_{г2}^2 - R_{02}^2)\} \frac{R_{01}}{R_{02}} \pi n_1 dt. \quad (175)$$

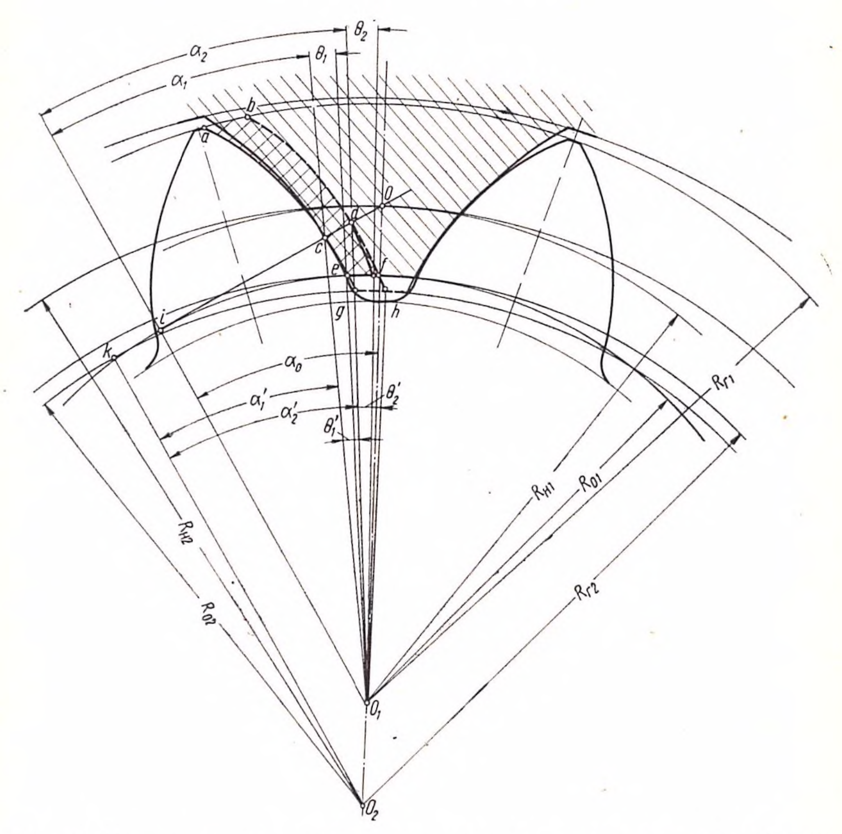


Рис. 19. К определению мгновенного расхода у шестеренной машины внутреннего зацепления

Определим площадь F_{abef}:

$$F_{abef} = F_{abcd} + F_{cdef} = \left[R_{г1}^2 - R_{01}^2 - R_{01}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_1 + \frac{R_{01}}{R_{02}} (R_{02} - R_{01})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_0 + \frac{2R_{01}^2}{R_{02}} (R_{02} - R_{01}) \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_0 + \frac{R_{01}^3}{R_{02}} \operatorname{tg}^2 \alpha_1 - \frac{(R_{г2}^2 - R_{02}^2) R_{01}}{R_{02}} \right] \pi n_1 dt. \quad (176)$$

Мгновенный расход машины

$$V_{мгн} = \frac{dV}{dt} = \frac{bF_{abef}}{dt} = \Big[R_{г1}^2 - R_{01}^2 - R_{01}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_1 + \frac{R_{01}}{R_{02}}(R_{02} - R_{01})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_0 + \frac{2R_{01}^2}{R_{02}}(R_{02} - R_{01}) \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_0 + \frac{R_{01}^3}{R_{02}} \operatorname{tg}^2 \alpha_1 - \frac{(R_{г2}^2 - R_{02}^2)}{R_{02}} R_{01}\Big] b\pi n_1. \quad (177)$$

Максимальный мгновенный расход

$$(V_{мгн})_{\max} = \Big[R_{г1}^2 - R_{01}^2 - \frac{(R_{г2}^2 - R_{02}^2)}{R_{02}} R_{01} + \operatorname{tg}^2 \alpha_0 \Big[\frac{R_{01}^3}{R_{02}} - R_{01}^2 + R_{01}R_{02})\Big] b\pi n_1. \quad (178)$$

Минимальный мгновенный расход

$$(V_{мгн})_{\min} = \Big[R_{г1}^2 - R_{01}^2 - \frac{(R_{г2}^2 - R_{02}^2)}{R_{02}} R_{01} - R_{01}^2 \operatorname{tg}^2\left(\alpha_0 - \frac{\pi}{z_1}\right) + \frac{R_{01}}{R_{02}}(R_{02} - R_{01})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_0 + \frac{2R_{01}^2}{R_{02}}(R_{02} - R_{01}) \operatorname{tg} \alpha_0 \operatorname{tg}\left(\alpha_0 - \frac{\pi}{z_1}\right) + \frac{R_{01}^3}{R_{02}} \operatorname{tg}^2\left(\alpha_0 - \frac{\pi}{z_1}\right)\Big] b\pi n_1. \quad (179)$$

Пульсация мгновенного расхода для шестеренной машины с шестернями внутреннего зацепления

$$\overline{V} = 1 - \frac{\Big[R_{г1}^2 - R_{01}^2 - \frac{(R_{г2}^2 - R_{02}^2) R_{01}}{R_{02}} - R_{01}^2 \operatorname{tg}^2\left(\alpha_0 - \frac{\pi}{z_1}\right) + \frac{R_{01}}{R_{02}}(R_{02} - R_{01})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_0 + \frac{2R_{01}^2}{R_{02}}(R_{02} - R_{01}) \operatorname{tg} \alpha_0 \times \operatorname{tg}\left(\alpha_0 - \frac{\pi}{z_1}\right) + \frac{R_{01}^3}{R_{02}} \operatorname{tg}^2\left(\alpha_0 - \frac{\pi}{z_1}\right)\Big]}{R_{г1}^2 - R_{01}^2 - \frac{(R_{г2}^2 - R_{02}^2)}{R_{02}} R_{01} + \operatorname{tg}^2 \alpha_0 \left(\frac{R_{01}^3}{R_{02}} - R_{01}^2 - R_{01}R_{02}\right)}. \quad (180)$$

Из уравнения (180), так же как и из уравнения (168) следует, что коэффициент неравномерности расхода $\overline{V}$ уменьшается с увеличением числа зубьев z_1. Число зубьев z_2 ведомой шестерни

внутреннего зацепления определяется конструктивными соображениями (необходимостью отделения приемной и выходной полостей за счет специальной сегментной вставки).

Героторные машины, как и шестеренные машины, имеют сравнительно большую величину пульсации. Уменьшение величины пульсации можно получить за счет применения косозубых или шевронных шестерен. Винтовые машины, винты которых, как было установлено выше, являются винтовыми зубьями, имеют, поэтому минимальную величину пульсации, близкую к $\overline{V}=0$.

Абсолютное давление на входе. При работе машины на режиме генератора давление p'_1 на входе в изменяемую полость является минимальным (см. рис. 9, *а*). Это давление определяет полноту заполнения рабочих камер, потому что оно может быть меньше давления, соответствующего упругости паров рабочей жидкости.

В этом случае в полости входа возникает локальное кипение рабочей жидкости, вызывающее неполное заполнение рабочих камер. Кроме того, при низком абсолютном давлении в полости входа происходит выделение газов, растворенных в рабочей жидкости и увеличение объема пузырьков газа, находящихся в механической смеси с рабочей жидкостью. И то и другое увеличивает неполное заполнение рабочих камер. В результате жидкость из рабочих камер поступает к выходной полости в двухфазном состоянии. При таком состоянии рабочей жидкости процесс конденсации паровой фазы в выходной полости сопровождается гидравлическими ударами и вибрациями деталей. Гидравлические удары в местах конденсации приводят к эрозионному и коррозионному разрушению материала деталей, поэтому обязательным условием нормальной работы машины на режиме генератора является обеспечение на входе давления p'_1 (см. рис. 9, *а*), превышающего давление, соответствующее упругости насыщенных паров при температуре стенок рабочих камер.

Остаточный объем. Остаточный обем изменяемой полости рабочего органа может быть причиной как возникновения компрессии рабочей жидкости и связанных с этим явлением значительных перегрузок и даже поломок деталей, так и способствовать падению абсолютного давления в этом объеме до величины, соответствующей упругости насыщенных паров рабочей жидкости. В последнем случае возникают явления локального кипения, выделения растворенных газов и увеличение объема газовых пузырьков, находящихся в механической смеси с рабочей жидкостью. У шестеренных машин величина остаточного объема зависит от соотношения между площадью впадины зуба и площадью зуба.

Явление компрессии возникает у шестеренной машины в тот

момент, когда вступлением в зацепление новой пары зубьев перекрывается выход рабочей жидкости из изменяемой полости, в то время как уменьшение ее объема еще не закончено. В этом случае степень перекрытия ε_n у шестеренной машины больше единицы. Для машины, шестерни которой показаны на рис. 18 степень перекрытия

$$\varepsilon_n = \frac{2\left(\sqrt{R_г^2 - R_0^2} - R_н \sin\alpha_0\right) z}{2\pi R_0} \tag{181}$$

или

$$\varepsilon_n = \frac{\left[\sqrt{R_{г1}^2 - R_{01}^2} - \sqrt{R_{г2}^2 - R_{02}^2} + (R_{н2} - R_{н1}) \sin\alpha_0\right] z_1}{2\pi R_{01}} \tag{182}$$

для машины, имеющей шестерню внутреннего зацепления (см. рис. 19).

При степени перекрытия $\varepsilon_n > 1$, в момент окончания третьей фазы цикла, дальнейшее уменьшение объема замкнутого между двумя парами зацепляющихся зубьев приводит к возникновению значительных нагрузок на детали, так как объемный модуль упругости рабочей жидкости имеет большую величину ($E > 1{,}3 \times \times 10^8$ *н/м²*).

Увеличение давления $\Delta p_к$ жидкости в замкнутом объеме равно

$$\Delta p_к = \frac{\Delta V}{V} E, \tag{183}$$

где $\frac{\Delta V}{V}$ — относительное уменьшение замкнутого объема.

Для шестеренной машины минимальная величина замкнутого объема соответствует положению, когда точки зацепления обеих пар зубьев расположены симметрично относительно полюса зацепления, т. е. в этот момент для устранения явления компрессии должна заканчиваться третья фаза цикла. Продолжение третьей фазы цикла до момента, когда изменяемая полость достигает минимального объема обеспечивается непрерывным сообщением изменяемой полости с входной полостью машины.

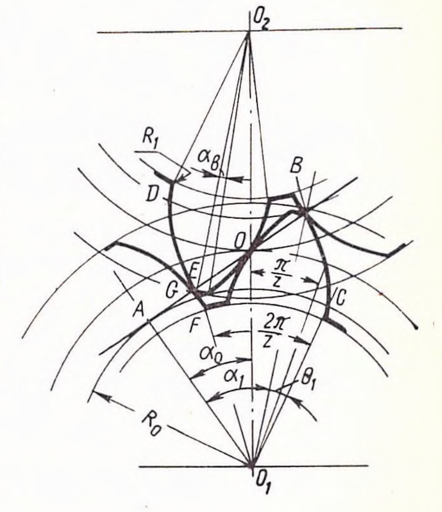


Рис. 20. К определению величины замкнутого объема у шестеренной машины

При дальнейшем вращении шестерен, когда в зацеплении еще находятся обе пары зубьев, происходит увеличение замкнутого объема и в связи с этим резкое падение давления в замкнутой полости. Это явление также устраняется тем, что с момента увеличения изменяемой полости она непрерывно сообщается с выходной полостью, т. е. обеспечивается второе условие правильной работы машины.

Определим величину минимального и максимального замкнутого объема для шестеренной машины внешнего зацепления (рис. 20). Минимальный объем $V_{\min}$ равен произведению минимальной площади между двумя парами зацепляющихся зубьев на ширину зуба b.

Минимальная площадь равна разности между площадью F_1, ограниченной профилями BC и FD зацепляющихся зубьев и окружностями впадин, и удвоенной площади зуба $F_з$.

Площадь F_1 равна

$$F_1 = 2F_{EBCF} + \frac{2\pi}{z}(R_0^2 - R_{вп}^2) - 2F_з, \qquad (184)$$

где

$$F_{EBCF} = \frac{R_0^2}{6}\left[\left(\operatorname{tg}\alpha_0 + \frac{\pi}{z}\right)^3 - \left(\operatorname{tg}\alpha_0 - \frac{\pi}{z}\right)^3\right] = \frac{R_0^2}{3}\left\{\left[3\operatorname{tg}^2\alpha_0 + \left(\frac{\pi}{z}\right)^2\right]\frac{\pi}{z}\right\}. \qquad (185)$$

Площадь зуба $F_з$

$$F_з = \frac{R_0^2\operatorname{tg}^3\alpha_г}{3} + \frac{\alpha_в R_г^2}{2} + \frac{R_0^2}{2}\left(\frac{\pi}{z} + 2\operatorname{tg}\alpha_г - 2\alpha_г\right) + R_1^2\left[\frac{1}{\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\pi}{2z} - \operatorname{tg}\alpha_г + \alpha_г\right)} - \left(\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{2z} + \operatorname{tg}\alpha_г - \alpha_г\right)\right]. \qquad (186)$$

Определим изменение замкнутого объема ΔV при одновременном зацеплении двух пар зубьев на участке GE линии зацепления. Для определения ΔV используем формулу (164):

$$\Delta V = \int\limits_{\frac{\pi}{z}(2-\varepsilon_n)}^{\frac{\pi}{z}} [(R_г^2 - R_0^2) - R_0^2\operatorname{tg}^2\alpha_1 - 2R_0^2\operatorname{tg}\alpha_0(\operatorname{tg}\alpha_0 - \operatorname{tg}\alpha_1)]\, bd(\operatorname{tg}\alpha_1) - \int\limits_{-\frac{\pi}{z}\varepsilon_n}^{-\frac{\pi}{z}} [(R_г^2 - R_0^2) - R_0^2\operatorname{tg}^2\alpha_1 - 2R_0^2\operatorname{tg}\alpha_0 (\operatorname{tg}\alpha_0 - \operatorname{tg}\alpha_1)\, bd(\operatorname{tg}\alpha_1) = 2R_0^2 b(\varepsilon_n - 1)^2\left(\frac{\pi}{z}\right)^3. \qquad (187)$$

Максимальная величина замкнутого объема

$$V = V_{\min} + \Delta V = b \left\{ \left[3\,\mathrm{tg}^2 \alpha_0 + \left(\frac{\pi}{z} \right)^2 \right] \frac{2\pi}{3z} R_0^2 + \right.$$

$$+ \frac{2\pi}{z} (R_0^2 - R_{вп}^2) - \frac{2}{3} R_0^2 \mathrm{tg}^3 \alpha_г - \alpha_в R_г^2 - R_0^2 \left(\frac{\pi}{z} + 2\,\mathrm{tg}\,\alpha_г - 2\alpha_г \right) -$$

$$\left. - R_г^2 \left[\frac{1}{\mathrm{tg}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\pi}{2z} - \mathrm{tg}\,\alpha_г + \alpha_г \right)} - \left(\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{2z} + \mathrm{tg}\,\alpha_г - \alpha_г \right) \right] \right\} +$$

$$+ 2R_0^2 b (\varepsilon_n - 1)^2 \left(\frac{\pi}{z} \right)^3. \qquad (188)$$

Подставив в выражение (183) значение V из уравнения (188) и ΔV из выражения (187), получим формулу для Δp

ОБЪЕМНЫЕ ПОТЕРИ

Объемные потери Q_y за счет перетечек жидкости из полостей с высоким давлением в полости низкого давления, состоят из двух частей: из ламинарного потока утечек Q_{y1} и из турбулентного потока Q_{y2}.

Для расчета ламинарных течений в зазорах между деталями коловратной машины используются известные уравнения движения сжимаемой вязкой жидкости, уравнение энергии и уравнение сплошности.

В векторной форме эти уравнения запишутся так [56]:
уравнение движения

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho v = [\nabla \times \rho v v] - \nabla p - [\nabla \times \tau] - \rho g, \qquad (189)$$

уравнение энергии

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho w = -(\nabla \times w v \rho) - (\nabla \times q) - (\nabla \times p v) - (\nabla [\tau v]), \qquad (190)$$

где τ — напряжение сил трения;
w — удельная энергия;
q — удельный тепловой поток;

уравнение сплошности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -(\nabla \times \rho v). \qquad (191)$$

Решение задач, связанных с течением жидкости в зазорах, сводится к интегрированию системы уравнений второго порядка в частных производных при соответствующих граничных и начальных условиях. Сложность и громоздкость точных решений этих уравнений заставляет ограничиться приближенными

решениями, которые описывают наиболее существенные стороны явлений с достаточной точностью.

В табл. 2 сведены формулы для определения расхода жидкости через различные типы зазоров, взятые из работы [34].

Ламинарный поток утечек Q_{y1} для зазоров различной формы определяют по данным табл. 2. Предполагая, что m зазоров машины соединены последовательно и M зазоров параллельно, будем иметь

$$Q_{y1} = Q_i + \sum_{j=1}^{M} Q_j, \tag{192}$$

где $Q_i = Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = \ . \ . \ . = Q_m$.

В тех местах машины, где внутренние зазоры имеют внезапные расширения и сужения, когда стенки, образующие зазор, имеют колебательное движение, когда разность давлений Δp по обе стороны зазора периодически изменяется, течение жидкости носит турбулентный характер.

Принимая во внимание, что часть этих потоков может быть соединена последовательно, а часть — параллельно, получим для турбулентного потока утечек

$$Q_{y2} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_1}} \left[\sum_{\vartheta=1}^{L} \psi_\vartheta F_\vartheta + \frac{1}{\sqrt{\sum_{\xi=1}^{M_1} \frac{1}{\psi_\xi^2 F_\xi^2}}} \right], \tag{193}$$

где ρ_1 — плотность потока жидкости на входе в машину;

ψ_ϑ и ψ_ξ — коэффициенты расходов, соответственно для параллельного и последовательного потоков;

$\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_1}}$ — скорость жидкости в зазорах, где поток имеет турбулентный характер.

По обе стороны зазоров имеется разность давлений Δp, а отверстия, через которые происходят истечения, имеют поперечные сечения F_ϑ и F_ξ.

Потери $Q_н$ за счет неполного заполнения изменяемого объема машины в первой фазе цикла состоят из потерь $Q_{н1}$, связанных с поверхностным кипением жидкости и потерь $Q_{н2}$ за счет неполного заполнения изменяемого объема жидкостью из-за выделения растворенных газов, противодавления соответствующего упругости насыщенных паров и увеличения объема газовых пузырьков, находящихся в механической смеси с жидкостью.

$$Q_н = Q_{н1} + Q_{н2}, \tag{194}$$

Таблица 2

Тип зазора	Эскиз	Формула для определения расхода жидкости через зазор
Стационарные одномерные изотермические течения		
Плоская щель		$-\frac{1}{12\mu}\cdot\frac{dp}{dx}\,bs^3$
Цилиндрическая трубка		$-\frac{\pi r_1^4}{8\mu}\cdot\frac{dp}{dz}$
Кольцевой зазор		$\frac{(p_1-p_0)\,\pi s^3}{6\mu\ln\frac{r_1}{r_2}}$

Тип зазора	Эскиз	Формула для определения расхода жидкости через зазор
Концентричная кольцевая щель	$s=r_2-r_1$	$-\frac{\pi r_1}{6\mu}\cdot\frac{dp}{dz}\,s^3$
Эксцентричная кольцевая щель		$-\frac{r_1}{12\mu}\cdot\frac{dp}{dz}\,(r_2-r_1)\,5\pi$
Плоская щель с одной подвижной стенкой, перемещающейся в своей плоскости со скоростью $\pm U$		$-\frac{1}{12\mu}\cdot\frac{dp}{dx}\,bs^3\pm\frac{Usb}{2}$

Тип зазора	Эскиз	Формула для определения расхода жидкости через зазор
Кольцевая щель с перемещающейся внутренней поверхностью вдоль своей оси симметрии со скоростью $\pm U$		$\frac{\pi r_1}{6\mu}\cdot\frac{dp}{dz}h^3 \pm \pi r_1 hU$
Кольцевой зазор с одной вращающейся стенкой		$\left[(p_1-p_0)-\frac{3\rho\omega^2}{20}\left(r_2^2-r_1^2\right)\right]\frac{\pi h^3}{6\mu\ln\frac{r_1}{r_2}}$
Плоская щель с одной подвижной стенкой, имеющей возвратно-поступательное движение, перпендикулярное к плоскости, в которой она размещена		$\mp bx\left(\frac{ds}{dt}\right)+\frac{s^3(p_1-p_0)b}{12\mu l}\pm\frac{s^3\rho xb}{10\nu}\times\frac{d^2s}{dt^2}-\frac{5xsb}{28\nu}\left(\frac{ds}{dt}\right)^2+\left[\pm\frac{xs^3}{10}\frac{d^2s}{dt^2}+\frac{sx}{4}\left(\frac{ds}{dt}\right)^2\right]\frac{b}{\nu}$.

Тип зазора	Эскиз	Формула для определения расхода жидкости через зазор
Кольцевой зазор с одной подвижной стенкой, имеющей возвратно-поступательное движение, перпендикулярное к плоскости, в которой она размещена		$\frac{2\pi r}{\nu}\left\{\pm\frac{r\nu}{2}\cdot\frac{ds}{dt}+\frac{1}{12r\ln\frac{r_2}{r_1}}\cdot\left[-\frac{12}{35}\times\left(r_2^2-r_1^2\right)s\left(\frac{ds}{dt}\right)^2\pm\frac{3s}{10}\left(r_2^2-r_1^2\right)\times\frac{d^2s}{dt^2}\mp\frac{3}{5}r_3^2s^2\frac{d^2s}{dt^2}-\frac{27}{140}r_3^4s\left(\frac{ds}{dt}\right)^2\times\left(\frac{1}{r_2^2}-\frac{1}{r_1^2}\right)+\frac{3}{10}r_3^2s\left(\frac{ds}{dt}\right)^2\ln\frac{r_2}{r_1}-\frac{(p_1-p_0)}{\rho}s^3\mp3\nu\frac{ds}{dt}\left(r_2^2-r_1^2\right)\right]\right\}$
Диффузорная щель		$\frac{4\,(p_0-p_1)\,b\varphi_0^3}{3\mu\left(\frac{1}{r_0^2}-\frac{1}{r_1^2}\right)}$

Тип зазора	Эскиз	Формула для определения расхода жидкости через зазор
Конфузорная щель		$-\dfrac{4(p_1-p_0)\,b\varphi_0^3}{3\mu\left(\dfrac{1}{r_0^2}-\dfrac{1}{r_1^2}\right)}$
Стационарные одномерные неизотермические течения		
Плоская щель при $s=\mathrm{const}$	(См. эскиз 1, табл. 1)	$\dfrac{Q^2c\gamma}{2\alpha b}\ln\left[\left(\dfrac{T_{cт}}{T_0}\right)\left(\exp\dfrac{2\alpha bl}{c\gamma Q}-1\right)+1\right]=$ $=\dfrac{bs^3}{12\mu_0\chi(m-1)}\left(\dfrac{T_{cm}}{T_0}\right)^n\times$ $\times\left[\dfrac{(1+\chi p_0)^m}{(1+\chi p_1)^{m-1}}-(1+\chi p_0)\right]$
Цилиндрическая трубка		$\dfrac{Q^2\gamma c}{2\pi r_1\alpha}\ln\left[\left(\dfrac{T_{cm}}{T_0}\right)\left(\exp\dfrac{2\pi r_1\alpha l}{c\gamma Q}-1\right)+\right.$ $\left.+1\right]=\dfrac{\pi r_1^4}{8\mu_0\chi(m-1)}\left(\dfrac{T_{cm}}{T_0}\right)^n\times$ $\times\left[\dfrac{(1+\chi p_0)^m}{(1+\chi p_1)^{m-1}}-(1+\chi p_0)\right]$

Продолжение табл. 2

Тип зазора	Эскиз	Формула для определения расхода жидкости через зазор
Плоская щель, когда $s = s_0 + k_1 (p_0 - p_1)$	(См. эскиз 1, табл. 1)	$$\frac{Q^2 c\gamma}{2\alpha b} \ln \left[\left(\frac{T_{cm}}{T_0} \right) \left(\exp \frac{2\alpha b l}{c\gamma Q} - 1 \right) + 1 \right] = \frac{b\,[s_0 + k_1 (p_0 - p_1)]^3}{12\mu_0 \chi (m - 1)} \left(\frac{T_{cm}}{T_0} \right)^n \times \left[\frac{(1 + \chi p_0)^m}{(1 + \chi p_1)^{m-1}} - (1 + \chi p_0) \right]$$
Кольцевой зазор при $s = \text{const}$	(См. эскиз 3, табл. 1)	$$QJ_1 = \frac{-\pi s^3}{6\mu_0 T_0^n \chi (1 - m)} \left[\frac{(1 + \chi p_0)^m}{(1 + \chi p_1)^{m-1}} - (1 + \chi p_0) \right]$$
Кольцевой зазор при $s = s_0 + k_1 (p_0 - p_1)$		$$QJ_1 = \frac{-\pi\,[s_0 + k_1 (p_0 - p_1)]^3}{6\mu_0 T_0^n \chi (1 - m)} \times \left[\frac{(1 + \chi p_0)^m}{(1 + \chi p_1)^{m-1}} - (1 + \chi p_0) \right],$$ где $$J_1 = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \left\{ T_{cm} - (T_{cm} - T_0) \times \exp \left[\frac{2\pi\alpha}{c\gamma Q} (r_2^2 - r^2) \right] \right\}^n}$$

Продолжение табл. 2

Тип зазора	Эскиз	Формула для определения расхода жидкости через зазор
Концентричная кольцевая щель	(См. эскиз 2, табл. 1)	$\frac{Q^2\gamma c}{2\pi r_1 l}\ln\left[\left(\frac{T_{cm}}{T_0}\right)\left(\exp\frac{4\pi r_1\alpha l}{Q\gamma c}-1\right)+1\right]=\frac{\pi r_1}{6\mu_0\chi(m-1)}\left(\frac{T_{cm}}{T_0}\right)^n\times\left[(1+\chi p_0)-\frac{(1+\chi p_0)^m}{(1+\chi p_1)^{m-1}}\right]$
Эксцентричная кольцевая щель	(См. эскиз 4, табл. 1)	$\frac{Q^2\gamma c}{2\pi(r_2+r_1)}\ln\left[\frac{T_{\text{ст}}}{T_0}\left(\exp\frac{2\pi(r_2+r_1)l\alpha}{Q\gamma c}-1\right)+1\right]=\frac{5\pi r_1}{12\mu_0\chi(m-1)}\left(\frac{T_{cm}}{T_0}\right)^n\left[(1+\chi p_0)-\frac{(1+\chi p_0)^m}{(1+\chi p_1)^{m-1}}\right]$
Диффузорная щель при $\varphi_0=\text{const}$		$QJ_2=-\frac{2b\varphi_0^3}{3\mu_0T_0\chi(m-1)}\times\left[\frac{(1+\chi p_0)^m}{(1+\chi p_1)^{m-1}}-(1+\chi p_0)\right]$, где $J_2=\int_{r_0}^{r_1}\frac{dr}{r^3\left[T_{cm}-(T_{cm}-T_0)\times\exp\frac{2\alpha b(r_0^2-r^2)}{(r_1+r_0)c\gamma Q}\right]^n}$;

Продолжение табл. 2

Тип зазора	Эскиз	Формула для определения расхода жидкости через зазор
Диффузорная щель при $\varphi_0 = \varphi_1 + k_2(p_1 - p_0)$		$QJ_2 = \frac{-2b}{3\mu_0 T_0^n \chi (1-m)} \left[\frac{(1+\chi p_0)^m}{(1+\chi p_1)^{m-1}} - (1+\chi p_0) \right] [\varphi_1 + k_2(p_0 - p_1)]^3$
Конфузорная щель при $\varphi_0 = \text{const}$	b; $T_{ст}$; r_1; r_0; r; $v_1 T$; v_1; φ_0; $(p_0 > p_1)$; $(p_1 > p_0)$; φ; p_0; $T_{ст}$	$QJ_3 = -\frac{2b\varphi_0^3}{3\mu_0 T_0 \chi (1-m)} \times \left[\frac{(1+\chi p_0)^m}{(1+\chi p_1)^{m-1}} - (1+\chi p_0) \right]$; $J_3 = \int_{r_0}^{r_1} \frac{dr}{r^3 \left[T_{cm} - (T_{cm} - T_0) \times \exp \frac{2\alpha b (r_1^2 - r^2)}{(r_1 + r_0) c\gamma Q} \right]^n}$
Конфузорная щель при $\varphi_0 = \varphi_1 + k_2(p_1 - p_0)$		$QJ_3 = \frac{-3b}{3\mu T_0^n \chi (1-m)} \left[\frac{(1+\chi p_0)^m}{(1+\chi p_1)^{m-1}} - (1+\chi p_0) \right] [\varphi_1 + k_2(p_1 - p_0)]^3$

Продолжение табл. 2

Тип зазора	Эскиз	Формула для определения расхода жидкости через зазор
Плоская щель с одной подвижной стенкой, перемещающейся в своей плоскости с постоянной скоростью U		а) когда $p_1 = p_2 = 0$, $$p = p_m - \frac{3a_4c_v}{2a_3^2} \cdot \ln^2 \left[\frac{1 + k_1 \frac{x}{l}}{1 + k_1 \frac{x_m}{l}} \right],$$ где $$p_m = \frac{3a_4c_v}{2a_3^2} \ln^2 [\sqrt{1 + k_1}];$$ $$a_5 = a_4 \ln (1 + k_1);$$ $$a_4 = \frac{1}{\Delta T} \left(1 - \frac{\rho}{\rho_1}\right);$$ $$a_3 = a_1c_v + a_2;$$ $$k_1 = \frac{2\mu_1 U a_3 l}{c_v s^2}; \quad c_v = \gamma c J;$$ $$\ln \frac{\mu}{\mu_1} = a_1 (p - p_1) - a_2 (T - T_1);$$ б) когда $p_1 > 0, \quad p_2 > 0$, $$p = p_m - \frac{3a_4c_v}{4a_3^2} \ln^2 \left[\left(1 + k_1 \frac{x}{l}\right) \times \right.$$

Продолжение табл. 2

Тип зазора	Эскиз	Формула для определения расхода жидкости через зазор
Плоская щель с одной подвижной стенкой, перемещающейся в своей плоскости с постоянной скоростью U		$\times \sqrt{\dfrac{\exp\left[\dfrac{(p_1-p_2)\,2a_3^2}{3a_5c_v}\right]}{(1+k_1)}}\Bigg]$, где $p_{n} = \dfrac{p_1+p_2}{2} + \dfrac{3a_4c_v}{4a_3^2} \times \left\{ \ln^2 \sqrt{\dfrac{\exp\left[\dfrac{(p_1-p_2)\,2a_3^2}{3a_5c_v}\right]}{(1+k_1)}} + \ln^2 \sqrt{(1+k_1)\exp\left[\dfrac{(p_1-p_2)\,2a_3^2}{3a_5c_v}\right]} \right\}$

Тип зазора	Эскиз	Формула для определения расхода жидкости через зазор
Кольцевой зазор с одной вращающейся стенкой		$$p = p_m + k_3 \ln \frac{r}{r_m} - \frac{3\omega^2}{20}\left(r^2 - r_m^2\right) + \frac{k_4}{4}\left(r^4 - r_m^4\right) + \frac{k_5}{8}\left(r^8 - r_m^8\right),$$ где $$p_m = \frac{p_1 + p_0}{2} + \frac{3\omega^2}{40}\left(r_2^2 + r_1^2 - 2r_m^2\right) - \frac{k_3}{2} \ln \frac{r_1 r_2}{r_m^2} - \frac{k_4}{8}\left(r_1^4 + r_2^4 - 2r_m^4\right) - \frac{k_5}{16}\left(r_1^8 - r_2^8 - 2r_m^8\right);$$ $$k_2 = \frac{\mu_1 \omega^2 \pi a_3 r_2^4}{2Qhc_v};$$

Продолжение табл. 2

Тип зазора	Эскиз	Формула для определения расхода жидкости через зазор
Кольцевой зазор с одной вращающейся стенкой		$k_3 = \frac{3\omega^2 r_m^2}{10}\left[1 - k_2 - \frac{a_4}{a_3} k_2 \frac{r_m^4}{r_2^4} + 2k_2^2 \frac{a_4}{a_3} \cdot \frac{r_m^4}{r_2^4} - \frac{a_4}{a_3} k_2^3 \cdot \frac{r_m^4}{r_2^4} + k_2 \frac{r_m^4}{r_2^4} - \frac{a_4}{a_3} k_2^2 \frac{r_m^8}{r_2^8} - k_2^2 \frac{r_m^4}{r_2^4} + \frac{a_4}{a_2} k_2^3 \frac{r_m^8}{r_2^8}\right];$ $k_4 = \frac{3\omega^2 r_m^2}{10 r_2^4} k_2 \left(\frac{a_4}{a_3} - \frac{2a_4}{a_3} k_2 + 1 + \frac{a_4}{a_3} k_2^2 - k_2 + k_2 \frac{r_m^4}{r_2^4} - \frac{a_4}{a_3} k_2^2 \frac{r_m^8}{r_2^8}\right);$ $k_5 = \frac{3\omega^2 r_m^2 k_2^2 a_4}{10 r_2^8 a_3}\left(1 - k_2 + k_2 \frac{r_m^4}{r_2^4}\right)$

где

$$Q_{н1}^{+} = q_т n (\overline{\Delta p} - 1) \exp (BA + CA^2) D. \qquad (195)$$

Знак плюс указывает на то, что величина $Q_{н1}$ существует только при $\overline{\Delta p} \geqslant 1$; B, C, D — постоянные величины, зависящие от конструктивного исполнения рабочего органа.

Критерий А равен

$$А = \frac{p_{ном}}{Jr\gamma_n} \times \frac{2\pi}{q_т \Delta p_{ном}} \left[\Delta M + \frac{n_{\min}}{n} (M_1 - \Delta M_г) \right]. \qquad (196)$$

Момент сил трения можно определить из выражения

$$\Delta M = M(p) \Delta p + M_0 + M_\omega \overline{n} \exp (h\overline{n} - k\overline{n}^2), \qquad (197)$$

где Δp — перепад давлений между входной и выходной полостями (при работе машины на режиме двигателя) или между выходной и входной (при работе машины на режиме генератора);

$M(p) \Delta p$ — составляющая момента трения, зависящая от перепада давления Δp;

$M(p)$ — составляющая момента трения при единичном перепаде давлений (при $\Delta p = 1$);

M_0 — момент при нулевой полезной нагрузке и при числе оборотов выходного вала, близком к нулю;

$M_\omega \overline{n} \exp (h\overline{n} - k\overline{n}^2)$ — составляющая момента трения, зависящая от числа оборотов вала машины;

$\Delta p_{ном}$ — номинальный перепад давлений;

h, k — постоянные величины, зависящие от конструктивного рабочего органа;

$\frac{n_{\min}}{n} \left(M_1 - \Delta M_г \right)$ — условный момент потерь, соответствующий потерям энергии на перетекание рабочей жидкости через сеть последовательно и параллельно соединенных зазоров, образованных деталями, под действием перепада давлений $\overline{\Delta p}$ внутри машины;

$$\overline{\Delta p} = \frac{\Delta p}{\Delta p_{ном}}.$$

У объемных гидравлических машин существующих конструкций при $A > 20$ [34] наблюдается резкое увеличение величины $Q_н$.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

Гидравлические потери (см. рис. 9) состоят из потерь во входной и выходной полостях машины на входе и выходе из изменяемого рабочего органа.

Потери во входной и выходной полостях вызваны изменениями площади поперечных сечений канала и изменением направления потока в этих полостях.

Потери во входной полости состоят из потерь давления жидкости на пути ее прохождения от входного отверстия в машину до входа в изменяемую полость рабочего органа.

Потери в выходной полости состоят соответственно из потерь давления на участке от изменяемой полости рабочего органа до выходного отверстия машины.

Потери давления на входе в изменяемую полость состоят из: а) потерь, вызванных преодолением сопротивления центробежных сил; б) потерь, связанных с прохождением потока в изменяемую полость и гидродинамическим действием струи потока на стенки изменяемой полости; в) потерь, связанных с жидкостным трением и расширением потока при входе его из подводящего канала в изменяемую полость, а также потерь, связанных с перерезанием потока вращающимися деталями.

Потери давления на выходе из изменяемой полости состоят из: а) потерь, связанных с вытеснением жидкости из изменяемой полости в выходной канал; б) потерь, вызванных жидкостным трением и уменьшением поперечного сечения потока при выходе его из изменяемой полости в выходной канал, а также потерь, вызванных перерезанием потока жидкости, вращающимися деталями.

Действие центробежных сил в третьей фазе цикла уменьшает потери давления у винтовых и шестеренных машин внешнего зацепления, так как способствует удалению жидкости из изменяемой полости.

У шестеренной машины внутреннего зацепления, показанной на рис. 6, центробежные силы также уменьшают потери давления, так как способствуют заполнению изменяемой полости в первой фазе цикла.

При работе машины на режиме генератора существенное значение имеют входные потери (потери в первой фазе цикла), так как в этом случае, как видно из рис. 9, абсолютное давление жидкости достигает минимального значения. Это может вызвать описанные выше явления закипания жидкости, выделение из нее растворенных газов, расширение объема газовых пузырьков, находящихся в механической смеси с жидкостью, что приведет к нарушению сплошности жидкости потока и вызовет аварию машины.

Величины входных потерь изменяются в течение первой фа-

зы цикла в зависимости от положения деталей, составляющих изменяемую полость рабочего органа.

Для шестеренных машин, по экспериментальным данным Пиготта [72], величина потерь, связанных с выходом потока из подводящего канала и подводом его к изменяемой полости составляет до $4 \cdot 10^3$ *н/м²*, а потерь при входе в изменяемую полость — до $1{,}5 \cdot 10^4$ *н/м²* (без учета потерь, вызванных преодолением центробежных сил).

Для винтовой машины, по экспериментальным данным А. М. Васильева [10], суммарная величина входных потерь определяется следующей формулой:

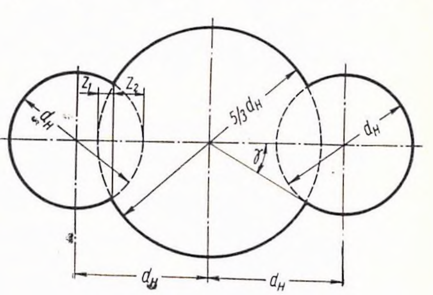


Рис. 21. Поперечное сечение рубашки винтовой машины

$$h_г = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} \gamma, \qquad (198)$$

где ζ_1 — осредненный условный коэффициент входных потерь;
$h_г$ — величина входных потерь;
v_1 — скорость в сечении с минимальным давлением;
γ — удельный вес рабочей жидкости.

Величина коэффициента потерь, по тем же данным, определяется формулой

$$\zeta_1 = \frac{160{,}7}{\mathrm{Re}_1^{0{,}714}}, \qquad (199)$$

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{4 v_1 R_г}{\nu}, \qquad (200)$$

где $R_г$ — гидравлический радиус поперечного сечения рабочих органов машины;
ν — кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости.

Для определения гидравлического радиуса $R_г$ — необходимо знать площадь поперечного сечения рабочего органа, которая равна разности между площадью поперечного сечения рубашки F_1 и площадями поперечного сечения винтов F_2 и F_3.

По данным А. К. Жмудя [17], соотношение между размерами колодцев рубашки у винтовой машины выбирается в соответствии с рис. 21. Площадь поперечного сечения равна

$$F_1 = \frac{\pi}{4}\left(\frac{5}{3} d_н\right)^2 + 2\left[\frac{\pi}{4} d_н^2 - (F_{1u} + F_{2u})\right]. \qquad (201)$$

Площадь сегмента F_{2u}

$$F_{2u} = \frac{1}{2}\left[l_2 \frac{d_н}{2} - a\left(\frac{d_н}{2} - z_2\right)\right] = 0{,}12996 d_н^2. \qquad (202)$$

Площадь сегмента F_{1u}

$$F_{1u} = \frac{1}{2}\left[l_1 \frac{5}{6} d_н - a\left(\frac{5}{6} d_н - z_1\right)\right] = 0{,}06249 d_н^2; \qquad (203)$$

тогда

$$F_1 = \frac{5}{4}\left(\frac{5}{3} d_н\right)^2 + 2\left[\frac{\pi}{4} d_н^2 - (0{,}06249 + 0{,}12996)\, d_н^2\right] =$$

$$= 3{,}36757 d_н^2. \qquad (204)$$

Рассмотрим определение площади сечения ведущего винта F_2.

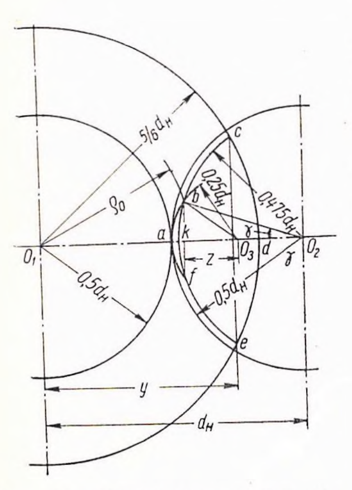


Рис. 22. Линия зацепления образующих винтов винтовой машины

Профиль зуба в нормальном сечении винта очерчен двумя эпициклоидами.

Радиус ρ_0, соответствующий граничной точке между этими эпициклоидами, определяется из треугольника O_1bO_2 (рис. 22):

$$\rho_0^2 = d_н^2 + (0{,}475 d_н)^2 - 2 d_н^2 \cdot 0{,}475 \cos\gamma. \qquad (205)$$

Угол γ определим из треугольника O_3bO_2:

$$\cos\gamma = \frac{0{,}475 d_н}{2 \cdot 0{,}25 d_н} = 0{,}95. \qquad (206)$$

Подставив уравнение (206) в выражение (205), получим

$$\rho_0 = 0{,}56844 d_н. \qquad (207)$$

Основание зуба ведущего винта очерчено эпициклоидой имеющей отношение $\frac{r_1}{r_2} = 2$, причем

$$r_1 = 0{,}5 d_н. \qquad (208)$$

Радиус-вектор ρ эпициклоиды определяется выражением

$$\rho^2 = (r_1 + r_2)^2 + r_2^2 - 2r_2(r_1 + r_2)\cos\frac{r_1}{r_2}\theta, \qquad (209)$$

или, учитывая отношение (208), будем иметь

$$\rho^2 = 10 r_2^2 - 6 r_2^2 \cos 2\theta. \qquad (210)$$

Так как ρ меняется в пределах от $\rho_1 = 0{,}5\ d_н$ до $\rho_2 = \rho_0 = 0{,}56844\ d_н$, то из формулы (210) следует, что

$$0{,}25 d_н^2 = \frac{10}{16} d_н^2 - \frac{6}{16} d_н^2 \cos 2\theta_1,$$

$$0{,}56844 d_н^2 = \frac{10}{16} d_н^2 - \frac{6}{16} d_н^2 \cos 2\theta_2,$$

откуда $\cos 2\theta_1 = 1$; $\theta_1 = 0$ и $\cos 2\theta_2 = 0{,}805$; $\theta_2 = 18°11'42''$.

Найдем значения полярного угла φ, определяющие положение крайних точек эпициклоиды:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{(r_1 + r_2) \sin \theta - r_2 \sin \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) \theta}{(r_1 + r_2) \cos \theta - r_2 \cos \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) \theta}. \tag{211}$$

Учитывая отношение (208), получим

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{3 \sin \theta - \sin 3\theta}{3 \cos \theta - \cos 3\theta}; \tag{212}$$

тогда при $\theta_1 = 0$ (рис. 23) будем иметь $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0$ и $\varphi_1 = 0$; при $\theta_2 = 18°11'42''$ $\operatorname{tg} \varphi_2 = 0{,}05358$ и $\varphi_2 = 3°4'12''$ (см. рис. 23).

Определим площадь сектора, ограниченную эпициклоидой и двумя радиусами-векторами:

$$F_4 = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \rho^2 d\varphi. \tag{213}$$

Подставив значение ρ^2 из формулы (210) и значение $d\varphi$ из выражения (212), получим

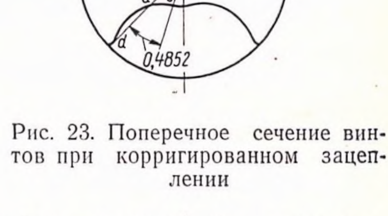


Рис. 23. Поперечное сечение винтов при корригированном зацеплении

$$F_4 = \frac{r_2^2}{2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} (10 - 6 \cos 2\theta) \times$$

$$\times \frac{[3 (3 \cos \theta - \cos 3\theta) (\cos \theta - \cos 3\theta) - 3 (3 \sin \theta - \sin 3\theta) (\sin 3\theta - \sin \theta)] d\theta}{(10 - 6 \cos 2\theta)} =$$

$$= 6 r_2^2 \left[\theta_2 - \theta_1 - \frac{1}{2} (\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1) \right]. \tag{214}$$

Подставив в выражение (214) значения θ_1, θ_2 и r_2, будем иметь

$$F_4 = 0{,}00785 d_н^2. \tag{215}$$

Вершина зуба профиля очерчена эпитрохоидой, имеющей

$$\frac{r_1}{r_2} = 1 \text{ и } \lambda = 0{,}95. \tag{216}$$

Радиус-вектор эпитрохоиды определяется выражением

$$\rho^2 = (r_1 + r_2)^2 + \lambda^2 r_2^2 - 2\lambda r_2 (r_1 + r_2) \cos \frac{r_1}{r_2} \theta, \tag{217}$$

или, учитывая зависимости (216), получим

$$\rho^2 = r_1^2 (4{,}9025 - 3{,}8 \cos \theta). \tag{218}$$

Радиус-вектор изменяется в пределах от $\rho_1 = \rho_0 = 0{,}56844\ d_н$ до $\rho_2 = \frac{5}{6} d_н$, поэтому из формулы (218) следует, что $\cos \theta_1 = 0{,}95$, $\theta_1 = 18°11'42''$; $\cos \theta_2 = 0{,}56$, $\theta_2 = 56°00'14''$.

Теперь определим значения полярного угла:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{(r_1 + r_2) \sin \theta - \lambda r_1 \sin \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) \theta}{(r_1 + r_2) \cos \theta - \lambda r_1 \cos \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) \theta}. \tag{219}$$

Учитывая зависимости (216), получим уравнение (219) в виде

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2 \sin \theta - 0{,}95 \sin 2\theta}{2 \cos \theta - 0{,}95 \cos 2\theta}. \tag{220}$$

При $\theta_1 = 18°11'42''$ $\varphi_1 = 3°04'12''$; при $\theta_2 = 56°00'14''$ $\varphi_2 = 27°48'08''$ (см. рис. 23).

Определим площадь сектора у вершины зуба, ограниченную эпитрохоидой и двумя радиусами-векторами ρ_1 и ρ_2:

$$F_5 = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \rho^2 d\varphi. \tag{221}$$

Подставив значение ρ^2 из выражения (218) и значение $d\varphi$ из выражения (220), получим

$$F_5 = \frac{r_1^2}{2} \times$$

$$\times \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{(4{,}9025 - 3{,}8 \cos \theta)\, 2\, [2 \cos \theta - 0{,}95 \cos 2\theta)(\cos \theta - 0{,}95 \cos 2\theta) - (2 \sin \theta - 0{,}95 \sin 2\theta)(0{,}95 \sin 2\theta - \sin \theta)]\, d\theta}{(4{,}9025 - 3{,}8 \cos \theta)} =$$

$$= r_1^2 [2{,}9025 (\theta_2 - \theta_1) - 2{,}85 (\sin \theta_2 - \sin \theta_1)]. \tag{222}$$

Подставив в выражение (222) значения θ_1, θ_2 и r_1, получим

$$F_5 = 0{,}11059 d_н^2. \tag{223}$$

Площадь кругового сектора F_6, определяемого радиусом $\frac{5}{6} d_н$ и углом $\alpha = 0{,}18\,\pi$ (см. рис. 23), равна

$$F_6 = \frac{\alpha \cdot \rho^2}{2} = 0{,}19635 d_н^2. \qquad (224)$$

Площадь кругового сектора F_7, определяемого радиусом $\frac{d_н}{2}$ и углом α_1, равна

$$\alpha_1 = 2\pi - 2(2 \cdot 0{,}48524 + \alpha) = 183°59'28'',$$

т. е.

$$F_7 = \frac{\alpha_1}{2}\left(\frac{d_н}{2}\right)^2 = 0{,}40141 d_н^2. \qquad (225)$$

Итак, величина площади поперечного сечения ведущего винта

$$F_2 = 4(F_4 + F_5) + 2F_6 + F_7 = 1{,}26787 d_н^2. \qquad (226)$$

Определим теперь площадь поперечного сечения ведомого винта F_3. Для эпитрохоиды, дающей очертание впадины ведомого винта, примем

$$\frac{r_1}{r_2} = 1; \quad \lambda = \frac{10}{6}; \quad r_1 = \frac{d_н}{2}. \qquad (227)$$

Радиус-вектор эпитрохоиды определяется выражением (217), с учетом формулы (227)

$$\rho^2 = r_1^2\left(6{,}8 - \frac{20}{3}\cos\theta\right). \qquad (228)$$

Радиус-вектор изменяется в пределах от $\rho_1 = \frac{d_н}{6}$ до $\rho_2 = 0{,}465\ d_н$, поэтому из формулы (228) следует что

$$\frac{d_н^2}{36} = \frac{d_н^2}{4}\left(6{,}8 - \frac{20}{3}\cos\theta_1\right),$$

$$(0{,}475 d_н)^2 = \frac{d_н^2}{4}\left(6{,}8 - \frac{20}{3}\cos\theta_2\right),$$

откуда $\theta_1 = 0$; $\theta_2 = -28°12'05''$.

Угол θ_2 принят отрицательным для того, чтобы в формуле (219) получить положительное значение угла φ, что удобно для расчета [17].

Определим значения полярного угла φ из выражения (219):

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{2\sin\theta - \frac{10}{6}\sin 2\theta}{2\cos\theta - \frac{10}{6}\cos 2\theta}; \qquad (229)$$

при $\theta_1 = 0$ $\varphi_1 = 0$; при $\theta_2 = -28°12'05''$ $\varphi_2 = 27°48'08''$ (см. рис. 23).

Площадь сектора у вершины зуба, ограниченная эпитрохоидой и радиусами-векторами ρ_1 и ρ_2,

$$F_8 = \frac{1}{2}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \rho^2 d\varphi. \qquad (230)$$

Подставив значение ρ^2 из формулы (228) и $d\varphi$ из формулы (229), получим

$$F_8 = \frac{r_1^2}{2}\int_{\theta_1}^{\theta_2}\left(6{,}8 - \frac{20}{3}\cos\theta\right) d\left(\operatorname{arc\,tg}\frac{2\sin\theta - \frac{10}{6}\sin 2\theta}{2\cos\theta - \frac{10}{6}\cos 2\theta}\right) =$$

$$= r_1^2\,[4{,}8\,(\theta_2 - \theta_1) - 5\,(\sin\theta_2 - \sin\theta_1)]. \qquad (231)$$

Подставив в выражение (231) значения θ_1, θ_2 и r_1, получим

$$F_8 = 0{,}0028 d_н^2. \qquad (232)$$

Найдем площадь кругового сектора, определяемого радиусом $\frac{d_н}{6}$ и углом $\alpha = 0{,}18\,\pi$:

$$F_9 = \frac{\alpha\rho^2}{2} = 0{,}00785 d_н^2. \qquad (233)$$

Найдем площадь кругового сектора, определяемого радиусом $\frac{d_н}{2}$ и центральным углом $\alpha_1 = 183°59'28''$:

$$F_{10} = \frac{3{,}21125}{2}\cdot\frac{d_н^2}{4} = 0{,}40141 d_н^2, \qquad (234)$$

следовательно, искомая площадь поперечного сечения ведомого винта

$$F_3 = 4F_8 + 2F_9 + F_{10} = 0{,}42832 d_н^2. \qquad (235)$$

Таким образом, площадь поперечного сечения рабочего органа

$$F_{11} = F_1 - F_2 - 2F_3 = 1{,}24307 d_н^2. \qquad (236)$$

Гидравлический радиус поперечного сечения рабочих органов машины

$$R_г = \sqrt{\frac{F_{11}}{\pi}} = \sqrt{\frac{1{,}24307}{\pi}}\, d_н = 0{,}63 d_н. \qquad (237)$$

Давление, создаваемое центробежными силами в коловратных машинах [5], равно

$$\Delta p_{ц} = \frac{\omega^2 \gamma}{2g} \left(R_г^2 - R_в^2 \right), \tag{238}$$

где ω — скорость вращения изменяемой полости (шестерен, винтов);

γ — удельный вес рабочей жидкости;

$R_г$ и $R_в$ — наружный и внутренний диаметры вращающейся изменяемой полости (шестерен, винтов).

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

Механические потери включают потери на трение в подшипниках и в уплотнениях вала, потери на вязкостное трение вращающихся шестерен и винтов, потери на трение в устройствах, компенсирующих зазоры, потери на трение между деталями рабочего органа (шестернями, винтами).

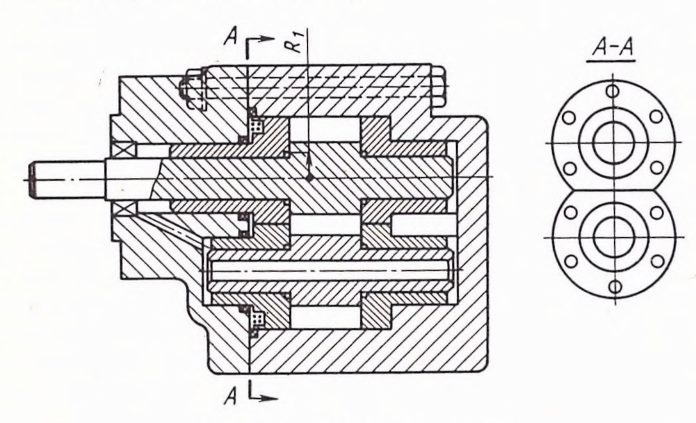


Рис. 24. Шестеренная машина

Момент сил трения ΔM определяется формулой (197).

Механические потери составляют основную часть потерь коловратной машины, поэтому на их уменьшение должно быть обращено особое внимание.

В шестеренной машине, показанной на рис. 24, возникает трение скольжения между торцами вращающихся шестерен и деталями, уплотняющими торцовые зазоры. Узел трения «уплотняющая деталь — торцовая плоскость шестерен» можно рассматривать, как подпятник скольжения. Однако этот подпятник и конструктивно, и по условиям работы отличается от обычных подпятников скольжения, применяемых в машиностроении. Опорная плоскость этого подпятника имеет вырезы

(впадины зубьев), в которых находятся рабочая жидкость под различным давлением, так как часть впадин шестерен выполняет первую фазу, часть — вторую и остальная часть — третью фазу цикла.

Давление во впадинах у входной полости является максимальным при работе машины на режиме двигателя и минимальным при работе машины на режиме генератора. Давление во впадинах у выходной полости будет минимальным при работе машины на режиме двигателя и максимальным при работе машины на режиме генератора.

Во впадинах зубьев, находящихся между входной и выходной полостями, давление жидкости уменьшается по направлению к выходной полости при работе машины на режиме двигателя и возрастает при работе машины на режиме генератора.

Окружные скорости шестерен достигают 10 *м/сек*, а удельные давления в торцовых зазорах достигают $3 \cdot 10^7$ *н/м*^{2}.

В руководствах по деталям машин [44] дается величина произведения pv, являющаяся критерием нормальной работы подшипника (где p — допускаемое удельное давление, а v — скорость скольжения). Для подпятников скольжения при работе стали по свинцовистой бронзе эта величина составляет 3000 *кГм/см*$^2 \cdot$*сек* при обильной смазке плоскостей трения [44]. В шестеренных машинах при указанных окружных скоростях и перепадах давлений достигается предельная величина произведения pv.

При работе шестеренных машин на режиме генератора между трущимися торцовыми поверхностями возникает граничное трение у входной полости и полужидкостное трение у выходной камеры. При работе шестеренной машины на режиме двигателя у входной камеры имеет место полужидкостное трение и полужидкостное или граничное трение у выходной камеры. Торцовые поверхности уплотнительных деталей и шестерен находятся в колебательном движении, вызываемым отклонениями от правильной геометрической формы и погрешностями во взаимном расположении деталей изменяемой полости, пульсацией давления во входной полости (при работе на режиме двигателя) и в выходной полости (при работе на режиме генератора), компрессией жидкости во впадинах шестерен при степени перекрытия $\varepsilon_n > 1$, упругими деформациями поверхностей скольжения в зонах контакта, действием неуравновешенных масс привода и вибрацией жидкостного слоя.

В результате вибраций деталей во время работы шестеренной машины зазор между трущимися поверхностями машины изменяется. Кроме того, местные монтажные напряжения и монтажные сближения трущихся поверхностей также изменяют величину торцового зазора и, следовательно, изменяют границы и характер перехода от граничного трения к полужидкостному.

Увеличение силы поджима уплотнительных деталей к шестерням, как установлено теоретическим исследованием и подтверждено экспериментом [32], частично гасит вибрацию шестерен и уплотнительных деталей и тем самым уменьшает торцовые зазоры, но увеличивает силы трения и износ. Следовательно, даже в области высоких давлений в отдельные моменты времени между соприкасающимися торцовыми поверхностями шестерен и уплотнительных деталей возникает граничное трение. Б. В. Дерягин и другие авторы [13, 14] считают, что молекулы жидкости под действием поверхностных сил

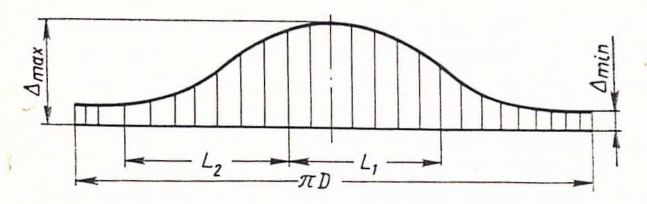


Рис. 25. Эпюра распределения величины износа по лицевой стороне фланца подшипника:

L_1 — участок износа, соответствующий полости низкого давления; L_2 — участок износа, соответствующий полости, где находятся впадины зубьев шестерен, выполняющие вторую фазу цикла

твердого тела получают ориентацию, поворачиваясь своими активными частями к поверхности тела и образуя неактивный молекулярный подвижной ворс, по которому и происходит относительное перемещение трущихся поверхностей. Тонкий слой жидкости имеет еще и буферные свойства, обусловленные взаимодействием молекул внутри слоя [14]. Как показали исследования, давление и скорость влияют на толщину жидкостной пленки меньше, чем температура трущихся поверхностей.

Температуру трения можно понизить, уменьшив величину контактного напряжения за счет уменьшения давления поджима уплотняющих деталей к торцам шестерен, увеличения твердости поверхностей трения и приработки их. Приработка приводит к износу сближенных участков трущихся поверхностей, к их пластической деформации и выравниванию толщины жидкостного слоя.

Больший износ уплотнительных деталей шестеренной машины имеет место в полости низких давлений, а к полости высоких давлений его величина постепенно уменьшается (рис. 25), причем величина участка интенсивного износа у различных шестеренных машин изменяется в довольно широких пределах. Поверхности трения уплотнительных деталей обычно покрывают тонким слоем свинца, толщиной 1—3 *мкм*, поэтому гра-

ницы износа можно легко определить визуально. Такие наблюдения показывают, что и зона граничного трения в шестеренных машинах изменяется также в широких пределах.

Часто у полости высоких давлений износ уплотнительных деталей бывает настолько незначительным, что на поверхности сохраняется даже слой свинца. Эксперименты [32] показывают, что утечки жидкости в шестеренной машине идут в основном через торцовые зазоры. Это может быть только в том случае, если величина торцовых зазоров переменна по поверхности соприкосновения и является периодической функцией времени.

Увеличение силы поджима уплотняющих деталей к шестерням приводит к уменьшению объемных потерь машины за счет уменьшения амплитуды изменения торцового зазора. Поэтому для сохранения заданного объемного к. п. д. при увеличении перепада давлений между входной и выходной полостями машины необходимо увеличить силы поджима, что доказано теоретически и экспериментально [32]. Но увеличение силы поджима уменьшает механический к. п. д. машины, увеличивая потери энергии на трение. Потери на трение для коловратных машин удобно представить в виде момента сил трения.

Определим момент сил трения для шестеренной машины:

$$\Delta M = M_{торц} + M_{периф} + M_{з.п} + M_{подш} + M_{упл}, \qquad (239)$$

где $M_{торц}$ — момент, вызываемый силами трения жидкости на торцах шестерен;

$M_{периф}$ — момент, вызываемый силами трения жидкости на наружном диаметре шестерен;

$M_{з.п}$ — момент, вызываемый потерями на трение в зубчатой передаче;

$M_{подш}$ — момент, вызываемый потерями на трение в подшипниках;

$M_{упл}$ — момент, вызываемый потерями на трение в уплотнении вала.

При этом $M_{торц}$ и $M_{периф}$ зависят как от перепада давлений Δp, так и от окружной скорости v.

Момент трения в подшипниках скольжения $M_{подш}$, по данным Д. Н. Решетова [44], зависит от окружной скорости v и от относительного зазора ψ, причем величина ψ с увеличением Δp будет уменьшаться и, следовательно, будет расти момент трения.

Момент потерь на трение в зубчатой передаче $M_{з.п}$ состоит из потерь на трение в зацеплении и потерь на перемешивание жидкости. Потери на трение в зацеплении пропорциональны нагрузке и обратно пропорциональны окружной скорости [44]. Потери на перемешивание жидкости не зависят от нагрузки,

но пропорциональны окружной скорости [44]. Потери на трение в уплотнении вала не зависят от Δp и v [21].

Найдем выражение для $M_{торц}$ у шестеренных машин. В торцовом зазоре имеют место скорости течения жидкости v_r и v_φ. Скорость v_r не влияет на крутящий момент. Выражение для v_φ представим в виде

$$v_\varphi = \frac{\omega r}{h} z; \qquad (240)$$

тогда составляющие напряжений сил трения в цилиндрических координатах будут

$$\tau_{\varphi\varphi} = 0; \qquad (241)$$

$$\tau_{r\varphi} = \mu\left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r}\right) = 0; \qquad (242)$$

$$\tau_{\varphi z} = \mu\left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial z}\right)_{z=h} = \frac{\mu\omega}{h}. \qquad (243)$$

Момент сил трения для обеих шестерен

$$M_{торц} = 4\int_{R_1}^{R_г} 2\pi r^2 \tau_{\varphi z}\, dr = \frac{8\pi\mu\omega}{n}\int_{R_1}^{R_г} r^3 dr = \frac{2\pi\omega\mu}{n}\left(R_г^4 - R_1^4\right), \qquad (244)$$

где h — торцовый зазор;

$R_г$ — радиус головок зубьев шестерен;

R_1 — минимальный радиус торцового уплотнения (см. рис. 24);

ω — угловая скорость вращения шестерен.

Теперь определим выражение для $M_{периф}$.

Скорость течения жидкости через периферийный зазор

$$v = \frac{1}{2\mu}\cdot\frac{dp}{dx}\left(z^2 - zs\right) + U\left(1 - \frac{z}{s}\right). \qquad (245)$$

Обозначим для нашего случая периферийный зазор через h_1; тогда выражение (245) примет вид

$$v = \frac{1}{2\mu}\cdot\frac{dp}{dx}\left(z^2 - h_1 z\right) + U\left(1 - \frac{z}{h_1}\right) \qquad (246)$$

и

$$\frac{\partial v}{\partial z} = \frac{1}{2\mu}\cdot\frac{dp}{dx}\left(2z - h_1\right) - \frac{U}{h_1}; \qquad (247)$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial z}\right)_{z=h_1} = \frac{1}{2\mu}\cdot\frac{dp}{dx} h_1 - \frac{U}{h_1}. \qquad (248)$$

Напряжение силы трения

$$\tau = \mu\left(\frac{\partial v}{\partial z}\right)_{z=h_1} = \frac{h_1}{2}\cdot\frac{dp}{dx} - \frac{U}{h_1}\mu. \qquad (249)$$

В работе [34] было доказано, что для течений такого типа $\frac{dp}{dx} = \text{const}$; тогда выражение (249) можно представить в виде

$$\tau = -\frac{h_1 \Delta p_п}{2 l_з} - \frac{U}{h_1}\mu, \qquad (250)$$

так как $\frac{dp}{dx} = \frac{\Delta p_п}{l_з}$, где $\Delta p_п$ — перепад давлений по обе стороны зуба, а $l_з$ — толщина зуба на радиусе $R_г$.

Напряжение τ будет иметь разное значение для различных зубьев шестерни. Во входной и выходной полостях на обе стороны зуба шестерни действует одинаковое давление, т. е. $\Delta p_п = 0$. Поэтому при определении τ по формуле (250) пришлось бы вместо h_1 подставить толщину пограничного слоя. Так как жидкость обладает сравнительно большой вязкостью ($\mu = 1{,}8 \cdot 10^{-2}$ *н·сек/м*^{2}), то и толщина пограничного слоя получится большой и величина τ для участков шестерни, находящихся во входной и выходной полостях, получится незначительной. Поэтому будем считать, что $\tau_{вх} = \tau_{вых} = 0$.

Для впадин зубьев шестерни, выполняющих вторую фазу цикла, перепад давлений $\Delta p_п \neq 0$, и его величина будет различна для каждого зуба.

Обозначим перепад давлений для впадин зубьев шестерен, выполняющих вторую фазу цикла, через Δp_i, а радиальный зазор h через h_i, так как он также будет переменным, в связи с тем что шестерни отжимаются высоким давлением к полости низкого давления, а также из-за погрешностей в изготовлении деталей машины.

Скорость U можно представить в виде $U = \omega R_г$; тогда формула (250) примет вид

$$\tau = \frac{h_i \Delta p_i}{2 l_з} - \frac{\omega R_г \mu}{h_i}; \qquad (251)$$

тогда момент сил трения на наружном диаметре шестерен

$$M_{периф} = \sum_{i=1}^{z_2} \frac{4\pi}{z} R_г^2 b \left(-\frac{h_i \Delta p_i}{2 l_з} - \frac{\omega R_г \mu}{h_i}\right), \qquad (252)$$

где z_2 — число зубьев шестерен, выполняющих вторую фазу цикла.

Преобразуем выражение (252):

$$M_{периф} = -\frac{4\pi R_г^2 b}{z} \sum_{i=1}^{z_2} \left(\frac{h_i \Delta p_i}{2 l_з} + \frac{\omega R_г \mu}{h_i}\right) = -\frac{4\pi}{z} R_г^2 b \times$$

$$\times \left(\frac{1}{2l} \sum_{i=1}^{z_2} h_i \Delta p_i + \omega R_г \mu \sum_{i=1}^{z_2} \frac{1}{h_i}\right). \qquad (253)$$

Выше нами было принято, что напряжение силы трения $\tau_{вх} = \tau_{вых} = 0$. Докажем, что это допущение справедливо, так как момент сил трения, действующих на шестерню во входной и выходной полостях, незначителен по сравнению с моментами, определяемыми формулами (244) и (253).

Уравнения движения жидкости в цилиндрических координатах [34] для нашего случая примет вид

$$\frac{v_\varphi^2}{r} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \tag{254}$$

и

$$\frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r^2} = 0, \tag{255}$$

так как $v_r = v_z = 0$; $v_\varphi = v(r)$; $p = p(r)$.

Из уравнения (254) следует, что

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{v^2}{r}, \tag{256}$$

а из уравнения (255) получим

$$r^2 \frac{d^2 v}{dr^2} + r \frac{dv}{dr} - v = 0. \tag{257}$$

Уравнение (257) можно провести с помощью замены переменных к уравнению с постоянными коэффициентами [39]. Для этого введем новое независимое переменное $t = \ln r$; тогда $r = e^t$.

Теперь вычислим выражения последовательных производных от v по r через производные по t:

$$\frac{dv}{dr} = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{dt}{dr} = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{e^t}; \tag{258}$$

$$\frac{d^2 v}{dr^2} = \frac{d}{dt}\left(\frac{dv}{dr}\right)\frac{dt}{dr} = \frac{1}{e^{2t}}\left(\frac{d^2 v}{dt^2} - \frac{dv}{dt}\right). \tag{259}$$

Подставим вычисленные производные в уравнение (257):

$$\frac{d^2 v}{dt^2} - v = 0. \tag{260}$$

Общее решение имеет вид

$$v = \frac{R_г^2 R_к^2 \omega}{\left(R_к^2 - R_г^2\right) r} - \frac{\omega R_г^2 r}{R_к^2 - R_г^2} = \frac{R_г^2 \omega \left(R_к^2 - r^2\right)}{\left(R_к^2 - R_г^2\right) r}. \tag{261}$$

Так как $v_r = v_z = 0$; $v_\varphi = v(r)$, то составляющие напряжений в цилиндрических координатах

$$\tau_{zz} = \tau_{\varphi z} = \tau_{zr} = 0,$$

$$\tau_{r\varphi} = \mu\left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r}\right) = \mu\left(\frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r}\right). \tag{262}$$

Из уравнения (261) имеем

$$\frac{dv}{dr} = -\frac{R_{г}^{2}\omega\left(R_{к}^{2} + r^{2}\right)}{\left(R_{к}^{2} - R_{г}^{2}\right)r^{2}}. \qquad (263)$$

Подставим уравнение (261) и (263) в выражение (262), будем иметь

$$\tau_{r\varphi} = \mu\left[-\frac{R_{г}^{2}\omega\left(R_{к}^{2} + r^{2}\right)}{\left(R_{к}^{2} - R_{г}^{2}\right)r^{2}} - \frac{R_{г}^{2}\omega\left(R_{к}^{2} - r^{2}\right)}{\left(R_{к}^{2} - R_{г}^{2}\right)r^{2}}\right] = -\frac{2\mu R_{к}^{2}R_{г}^{2}}{\left(R_{к}^{2} - R_{г}^{2}\right)r^{2}}. \qquad (264)$$

Сила трения, действующая на поверхность радиуса $R_{г}$ шестерни во входной и выходной камерах — равна

$$F = (\alpha_1 + \alpha_3)R_{г}b\tau_{r\varphi}, \qquad (265)$$

где α_1 и α_3 углы, соответствующие входной и выходной полости.

Момент сил трения, действующих на ту же поверхность

$$M_F = (\alpha_1 + \alpha_3)R_{г}^{2}b\left(\tau_{r\varphi}\right)_{r=R_{г}} = -\frac{2\mu(\alpha_1 + \alpha_3)R_{г}^{2}b}{\left(1 - \frac{R_{г}^{2}}{R_{к}^{2}}\right)}. \qquad (266)$$

Максимальная величина M_F будет при $(R_{к})_{\max}$ (рис. 26, *а*).

$$(R_{к})_{\max} = \sqrt{(A - R_{г}\cos\alpha_1)^2 + (R_{г}\sin\alpha_1)^2} =$$
$$= \sqrt{A^2 + 2AR_{г}\cos\alpha_1 + R_{г}^{2}}. \qquad (267)$$

Минимальная величина $\cos\alpha_1$ у шестеренных машин равна 0,64.

Расстояние между центрами A можно представить в виде

$$A \approx mz \approx 2(R_{г} - m), \qquad (268)$$

где m — модуль;

z — число зубьев шестерни.

Тогда

$$(R_{к})_{\max} = \sqrt{4\left(R_{г}^{2} - 2R_{г}m + m^2\right) - 1{,}28\cdot 2(R_{г} - m)R_{г} + R_{г}^{2}} =$$
$$= R_{г}\sqrt{2{,}44 + \left(\frac{4m}{R_{г}^{2}} - \frac{5{,}44m}{R_{г}}\right)}. \qquad (269)$$

Максимальная величина слагаемого в формуле (269)

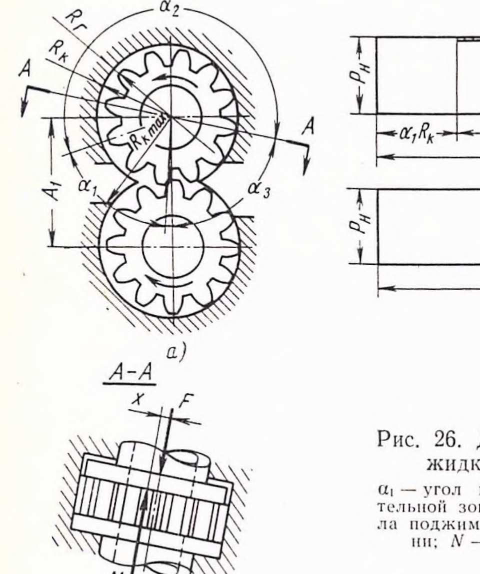
$$\frac{4m^2}{R_{г}^{2}} - \frac{5{,}44m}{R_{г}} \approx -1;$$

тогда

$$\frac{(R_к)_{max}}{R_г} = \sqrt{1,44}; \quad \left[\frac{R_г}{(R_к)_{max}}\right]^2 = 0,7, \tag{270}$$

следовательно, максимальная величина

$$M_F = -6,7\mu(\alpha_1 + \alpha_3) R_г^2 b. \tag{271}$$



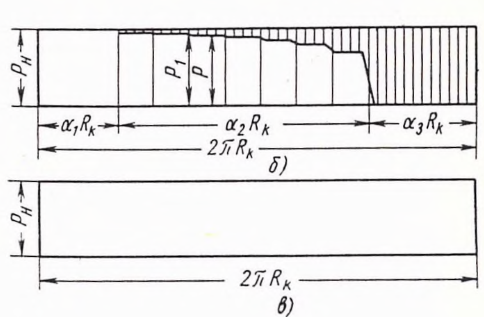


Рис. 26. Диаграмма изменения давления жидкости у шестеренной машины:

α_1 — угол выходной полости; α_2 — угол уплотнительной зоны; α_3 — угол входной полости; F — сила поджима фланца подшипника к торцу шестерни; N — сила отжима фланца подшипника

Сравнивая формулу (271) с формулами (244) и (253), видим что величина M_F меньше $M_{периф}$ и $M_{торц}$ примерно в 100 раз. Поэтому величиной M_F можно пренебречь.

Определим момент сил трения винтовой машины

$$\Delta M = M_в + M_{торц} + M_{периф} + M_{подш} + M_{упл}, \tag{272}$$

где $M_в$ — момент, вызываемый потерями на трение в винтовой передаче;

$M_{торц}$ — момент, вызываемый силами трения жидкости на торцах винтов;

$M_{периф}$ — момент, вызываемый силами трения на наружном диаметре винтов;

$M_{подш}$, $M_{упл}$ — моменты, вызываемые потерями на трение в подшипниках и в уплотнении вала.

При этом $M_в$ и $M_{периф}$ зависят как от перепада давлений Δp, так и от окружной скорости v.

В упорном подшипнике винтовых машин, воспринимающем осевую нагрузку винтов, момент трения будет зависеть от Δp и v. Зависимость момента трения в остальных подшипниках и в уплотнении винтовых машин, такая же, как у шестеренных.

Момент $M_в$ равен

$$M_в = \frac{q_т \Delta p f (4\pi^2 + h^2)}{2\pi h (2\pi - hf)}, \qquad (273)$$

где f — коэффициент трения между винтами, зависящий от скорости вращения винтов ω (величина f уменьшается с увеличением ω).

Момент $M_{торц}$ определяется следующей эмпирической формулой:

$$M_{торц} = \frac{0,142\gamma\nu^{0,1875}}{g}\left(R_1^{4,625}\,\omega_1^{1,813} + zR_2^{4,625}\,\omega_2^{1,813}\right), \qquad (274)$$

где ν — удельный вес рабочей жидкости;
R_1 — наружный диаметр ведущего винта;
R_2 — наружный диаметр ведомых винтов;
z — количество ведомых винтов.

Момент $M_{периф}$ по аналогии с формулой (253) равен

$$M_{периф} = -\frac{2\pi h_1 R_1^2}{m_1}\left(\frac{1}{2l}\sum_{i=1}^{k_1} h_i \Delta p_i + \omega_1 R_1 \mu \sum_{i=1}^{k_1}\frac{1}{h_i}\right) -$$

$$- \frac{2\pi h_2 R_2^2}{m_2} z \left(\frac{1}{2l}\sum_{j=1}^{k_2} h_j \Delta p_j + \omega_2 R_2 \mu \sum_{j=1}^{k_2}\frac{1}{h_j}\right), \qquad (275)$$

где h_1, h_2 — шаг винтовой нарезки ведущего и ведомого винтов;
m_1, m_2 — число заходов нарезки ведущего и ведомого винтов;
k_1, k_2 — число рабочих камер, выполняющих вторую фазу цикла у ведущего и ведомого винтов.

Осевые силы, действующие на винты машины, уменьшаются за счет подвода жидкости от полости высокого давления под торцы винтов, конструктивно оформленные как плунжеры (рис. 27). Для фиксации положения ведущего винта относительно корпуса машины гидравлическая разгрузка для него делается неполной, т. е. обеспечивается осевое усилие, все время прижимающее ведущий винт к подпятнику. В некоторых конструкциях ведущий винт полностью разгружается от осевых сил, но фиксация его обеспечивается шариковыми подшипниками, закрепленными в корпусе машины.

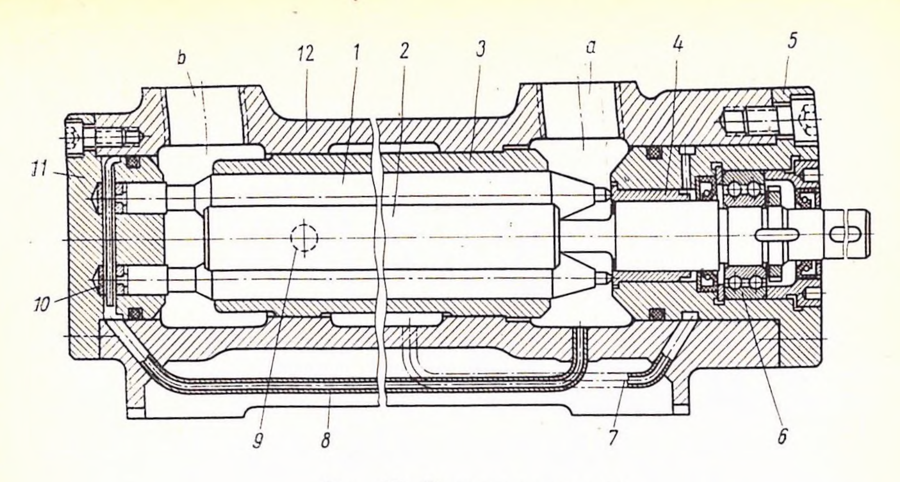


Рис. 27. Винтовая машина:

a — полость высокого давления; *b* — полость низкого давления; *1* — ведомые винты; *2* — ведущий винт; *3* — рубашка; *4* — втулка; *5* — букса; *6* — шарикоподшипник; *7* — отводящая трубка; *8* — подводящая трубка; *9* — стопорный винт; *10* — подпятник; *11* — крышка; *12* — корпус

ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ

К основным уравнениям относятся уравнения, определяющие расход рабочей жидкости, протекающей через машину, крутящий момент, отдаваемую и потребляемую мощность, а также уравнения, определяющие гидравлический, объемный и механический и полный к. п. д.

Расход рабочей жидкости, протекающей через коловратную машину

$$Q_ф = Q_т \pm Q_n. \tag{276}$$

Знак плюс, стоящий после первого члена правой части относится к случаю работы машины на режиме двигателя, а знак минус к случаю работы на режиме генератора.

Подставив значение $Q_т$ из уравнения $Q_т = q_т n$ и значения составляющих Q_n из равенств (192)—(195) получим для режима генератора

$$Q_{фг} = q_т n - \left\{ Q_i + \sum_{j=1}^{M} Q_j + q_т n (\overline{\Delta p} - 1) \exp (BA + CA^2) D + Q_{н2} + \right.$$

$$\left. + \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_1}} \left[\sum_{\vartheta=1}^{L} \psi_\vartheta F_\vartheta + \frac{1}{\sqrt{\sum_{\xi=1}^{M_1} \frac{1}{\psi_\xi^2 F_\xi^2}}} \right] \right\} \tag{277}$$

и для режима двигателя

$$Q_{\phi\partial} = q_т n + \left\{Q_i + \sum_{j=1}^{M} Q_j + \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_1}}\left[\sum_{\vartheta=1}^{L} \psi_\vartheta F_\vartheta + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \left(\sum_{\xi=1}^{M_1} \frac{1}{\psi_\xi^2 F_\xi^2}\right)^{-0,5}\right]\right\}. \qquad (278)$$

Уравнение (276) можно представить в безразмерном виде, разделив его на теоретический расход, соответствующий номинальному режиму машины:

$$\overline{Q}_\phi = \overline{n} = \overline{n}_т \pm \overline{n}_{мн}. \qquad (279)$$

Крутящий момент на валу

$$M = M_1 \pm \Delta M. \qquad (280)$$

Подставив в уравнение (280) значение M_1 из формулы (15) и ΔM из равенства (197), будем иметь

$$M = \frac{q_т \Delta p}{2\pi} \pm [M(p)\Delta p + M_0 + M_\omega \overline{n} \exp(h\overline{n} - k\overline{n}^2)]. \qquad (281)$$

В формулах (280) и (281) знак плюс относится к случаю работы машины на режиме генератора, а знак минус — к случаю работы на режиме двигателя. Запишем в безразмерном виде уравнение (280):

$$\overline{M} = \frac{M}{M_н} = \overline{M}_1 \pm \overline{\Delta M}_н = \overline{\Delta p}_{1н} \pm \overline{\Delta p}_{мн}, \qquad (282)$$

где

$$\overline{\Delta p}_{1н} = \frac{\Delta p_1}{\Delta p_н};$$

$$\overline{\Delta p}_{мн} = \frac{\Delta p_м}{\Delta p_н};$$

$$\Delta p_м = \frac{2\pi \Delta M}{q_т}. \qquad (283)$$

Отдаваемая мощность:
на режиме двигателя

$$N_{o\partial} = 2\pi n M; \qquad (284)$$

после подстановки в уравнение (284) значения M из формулы (280) будем иметь

$$N_{o\partial} = N_т - \Delta N_{м\partial} = Q_т \Delta p_{1\partial} - 2\pi n \Delta M_\partial = 2\pi n (M_{1\partial} - \Delta M_\partial) =$$
$$= Q_т (\Delta p_{1\partial} - \Delta p_{м\partial}); \qquad (285)$$

на режиме генератора

$$N_{oг} = Q_{фг}\Delta p_г = (Q_т - Q_п)\Delta p_г = (Q_т - Q_п)(\Delta p_{1г} - \Delta p_{мг}) = \\ = Q_т\Delta p_{1г} - [Q_т\Delta p_{мг} + Q_п(\Delta p_{1г} - \Delta p_{мг})] = N_т - [Q_т\Delta p_{мг} + \\ + Q_п(\Delta p_{1г} - \Delta p_{мг})]. \quad (286)$$

Уравнениям (285) и (286) можно придать безразмерный вид, разделив их на $N_{ном}$:

$$\overline{N}_{oд} = (\overline{\Delta p}_{1нд} - \overline{\Delta p}_{мнд})\,\overline{n} = (\overline{M}_{1д} - \overline{\Delta M}_{нд})\,\overline{n} \quad (287)$$

и

$$\overline{N}_{oг} = \overline{n}\left\{\overline{\Delta p}_{1нг} + \left[\overline{\Delta p}_{мг} + \frac{\overline{n}_{мн}}{\overline{n}}(\overline{\Delta p}_{1нг} - \overline{\Delta p}_{мг})\right]\right\} = \\ = [\overline{M}_1(\overline{n} - \overline{n}_{мн}) - \overline{\Delta M}_{мг}(\overline{n} - \overline{n}_{мн})] = \\ = (\overline{M}_{1г} - \Delta\overline{M}_{мг})(\overline{n} - \overline{n}_{мн}). \quad (288)$$

Потребляемая мощность:

на режиме двигателя

$$N_{пд} = (Q_т + Q_п)\Delta p_д = (Q_т + Q_п)(\Delta p_{1д} + \Delta p_{гд}) = \\ = 2\pi(n + n_{\min})(M_{1д} + \Delta M_{гд}); \quad (289)$$

на режиме генератора

$$N_{пг} = Q_т\,\Delta p_{1г} + 2\pi n\Delta M_г = Q_т(\Delta p_{1г} + \Delta p_{мг}) = \\ = 2\pi n(M_{1д} + \Delta M_{гг}); \quad (290)$$

в безразмерной форме уравнения (289) и (290) примут вид

$$\overline{N}_{пд} = (\overline{n} + \overline{n}_{\min})(\overline{\Delta p}_{1нд} + \overline{\Delta p}_{гд}) = (\overline{n} + \overline{n}_{\min})(\overline{M}_1 + \overline{\Delta M}_{гд}); \quad (291)$$

$$\overline{N}_{пг} = \overline{n}(\overline{\Delta p}_{1нг} + \overline{\Delta p}_{гг}) = \overline{n}(\overline{M}_1 + \Delta\overline{M}_{гг}). \quad (292)$$

Объемный к. п. д. машины:

на режиме генератора

$$\eta_{oг} = \frac{Q_т - Q_п}{Q_т} = 1 - \frac{Q_п}{Q_т} = 1 - \overline{n}_{\min}; \quad (293)$$

на режиме двигателя

$$\eta_{oд} = \frac{Q_т}{Q_т + Q_п} = \frac{1}{1 + \dfrac{Q_п}{Q_т}} = \frac{1}{1 + \overline{n}_{\min}}. \quad (294)$$

Гидравлический к. п. д. машины:
на режиме генератора

$$\eta_{гг} = \frac{\Delta p_г}{\Delta p_{1г}} = \frac{\Delta p_{1г} - \Delta p_{гг}}{\Delta p_{1г}} = 1 - \overline{\Delta p}_{гг} = \frac{M_{1г} - \frac{q_т \Delta p_{гг}}{2\pi}}{M_{1г}} =$$

$$= \frac{M_{1г} - \Delta M_{гг}}{M_{1г}} = 1 - \overline{\Delta M}_{гг}; \qquad (295)$$

на режиме двигателя

$$\eta_{гд} = \frac{\Delta p_{1д}}{\Delta p_д} = \frac{\Delta p_{1д}}{\Delta p_{1д} + \Delta p_{гд}} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta p_{гд}}{\Delta p_{1д}}} = \frac{1}{1 + \overline{\Delta p}_{гд}} =$$

$$= \frac{M_{1д}}{M_{1д} + \Delta M_{гд}} = \frac{1}{1 + \overline{\Delta M}_{гд}}. \qquad (296)$$

Механический к. п. д.:
на режиме генератора

$$\eta_{мг} = \frac{N_т}{N_{пг}} = \frac{N_т}{N_т + \Delta N_м} = \frac{Q_т \Delta p_{1г}}{Q_т (\Delta p_{1г} + \Delta p_{мг})} = \frac{\Delta p_{1г}}{\Delta p_{1г} + \Delta p_{мг}} =$$

$$= \frac{1}{1 + \overline{\Delta p}_{мг}} = \frac{M_{1г}\omega}{M_{1г}\omega + \Delta M_г\omega} = \frac{M_{1г}}{(M_{1г} + \Delta M_г)} = \frac{1}{1 + \overline{\Delta M}_г}; \qquad (297)$$

на режиме двигателя

$$\eta_{мд} = \frac{N_т - \Delta N_м}{N_т} = \frac{Q_т \Delta p_{1д} - Q_т \Delta p_{мд}}{Q_т \Delta p_{1д}} = \frac{\Delta p_{1д} - \Delta p_{мд}}{\Delta p_{1д}} =$$

$$= 1 - \overline{\Delta p}_{мд} = \frac{M_{1д}\omega - \Delta M_д\omega}{M_{1д}\omega} = \frac{M_{1д} - \Delta M_д}{M_{1д}} = 1 - \overline{\Delta M}_д. \qquad (298)$$

Гидромеханический к. п. д.
на режиме генератора

$$\eta_{гмг} = \eta_{гг}\eta_{мг} = \frac{(\Delta p_{1г} - \Delta p_{гг})}{\Delta p_{1г}} \cdot \frac{\Delta p_{1г}}{(\Delta p_{1г} + \Delta p_{мг})} = \frac{\Delta p_{1г} - \Delta p_{гг}}{\Delta p_{1г} + \Delta p_{мг}} =$$

$$= \frac{1 - \overline{\Delta p}_{гг}}{1 + \overline{\Delta p}_{мг}} = \frac{1 - \overline{\Delta p}_{гг}}{1 + \overline{\Delta M}_г} = \frac{M_{1г} - \frac{q_т \Delta p_{гг}}{2\pi}}{M_{1г}} \frac{M_{1г}}{M_{1г} + \Delta M_г} =$$

$$= \frac{M_{1г} - \Delta M_{гг}}{M_{1г} + \Delta M_г} = \frac{1 - \overline{\Delta M}_{гг}}{1 + \overline{\Delta M}_г}; \qquad (299)$$

на режиме двигателя

$$\eta_{гмд} = \eta_{гд}\eta_{мд} = \frac{\Delta p_{1д}}{(\Delta p_{1д} + \Delta p_{гд})} \cdot \frac{(\Delta p_{1д} - \Delta p_{мд})}{\Delta p_{1д}} = \frac{\Delta p_{1д} - \Delta p_{мд}}{\Delta p_{1д} + \Delta p_{гд}} =$$

$$= \frac{1 - \overline{\Delta p}_{мд}}{1 + \overline{\Delta p}_{гд}} = \frac{M_{1д}(M_{1д} - \Delta M_{д})}{(M_{1д} + \Delta M_{гд}) M_{1д}} = \frac{M_{1д} - \Delta M_{д}}{M_{1д} + \Delta M_{гд}} = \frac{1 - \overline{\Delta M}_{д}}{1 + \overline{\Delta M}_{гд}}. \quad (300)$$

Полный к. п. д.:
на режиме генератора

$$\eta_{пг} = \eta_{гмг}\eta_{ог} = \frac{(1 - \bar{n}_{\min})(1 - \overline{\Delta M}_{гг})}{(1 + \overline{\Delta M}_{г})} = \frac{(1 - \bar{n}_{\min})(1 - \overline{\Delta p}_{гг})}{(1 + \overline{\Delta p}_{мг})}; \quad (301)$$

на режиме двигателя

$$\eta_{пд} = \eta_{гмд}\eta_{од} = \frac{(1 - \overline{\Delta M}_{д})}{(1 + \overline{\Delta M}_{гд})(1 + \bar{n}_{\min})} = \frac{(1 - \overline{\Delta p}_{мд})}{(1 + \overline{\Delta p}_{гд})(1 + \bar{n}_{\min})}. \quad (302)$$

■

Глава IV

КОНСТРУИРОВАНИЕ КОЛОВРАТНЫХ МАШИН

АНАЛИЗ НАИБОЛЕЕ РАСПРОСТРАНЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Ранние конструкции шестеренных машин с гидравлической компенсацией торцового зазора внешнего зацепления, показаны на рис. 24. В этих конструкциях фланцевая часть подшипника изолирована от ступицы уплотнительным кольцом круглого сечения. Пружины, размещенные во фланце, обеспечивают начальный контакт между подшипниками и торцами шестерен.

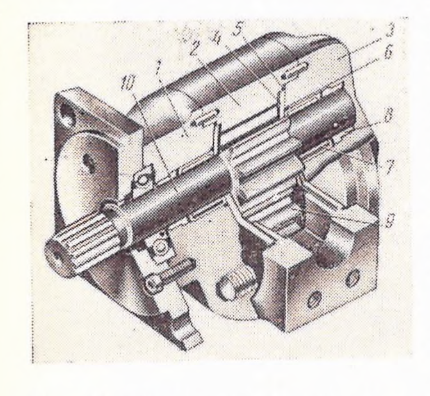


Рис. 28. Шестеренная коловратная машина с шестернями внешнего зацепления

Высокое давление подводится к обратной стороне фланца подшипников и прижимает лицевую сторону фланцев к торцам шестерен, причем величина усилия, действующего с обратной стороны фланцев, превышает величину усилия, действующего со стороны шестерни на лицевую сторону фланцев. В результате этого поддерживается оптимальный зазор между лицевыми сторонами фланцев подшипников и торцами шестерен, уменьшаются торцовые утечки жидкости, которые являются основными утечками в машинах этого типа, определяющими объемные к. п. д. [59]. Уменьшение утечек позволило увеличить рабочее давление жидкости.

К машинам этого типа относится машина, показанная на рис. 28. Корпус машины состоит из трех частей — задней *1*, средней *2* и передней *3*. К торцам шестерен поджимаются пластины *4*, к которым с обратной стороны подводится жидкость под высоким давлением. Пластины *4* имеют круглые резиновые

кольца *5* и *6*, уплотняющие наружный контур и изолирующие их обратную сторону от игольчатых подшипников. В полостях игольчатых подшипников *7* создается повышенное давление за счет уплотнительных втулок *8*.

У машин этого типа с увеличением силы поджима уплотняющих деталей (пластин *4*) уменьшаются объемные потери рабочей жидкости через торцовые зазоры, но одновременно с этим уменьшается механический к. п. д. машины за счет увеличения потерь энергии на трение.

Многочисленными проверками [30] установлено, что максимальный износ торцовой поверхности фланцев подшипников или пластин, уплотняющих торцовые зазоры шестерен *9* и *10*, имеет место всегда со стороны полости низких давлений, а минимальный — со стороны полости высоких давлений.

Эпюра примерного распределения износа по развернутой торцовой поверхности уплотняющей детали изображена на рис. 25. Подобный характер износа типичен для всех машин этого типа, причем отношение $\frac{\Delta_{max}}{\Delta_{min}}$ доходит до 50. Неравномерность износа торцовой поверхности уплотняющих деталей — крайне нежелательное явление. Она свидетельствует о том, что торцовые зазоры между лицевыми сторонами фланцев и шестернями неравномерны. В полости низких давлений зазоры настолько малы, что здесь возникает граничное трение, являющееся причиной образования неравномерного износа.

На рис. 26, *б* показана диаграмма изменения давления во впадинах шестерен. Эти давления действуют на лицевую сторону фланца подшипника. С обратной стороны на фланец действует высокое давление, подведенное из выходной полости при работе машины на режиме генератора и из входной полости — при работе машины на режиме двигателя. Эпюра давления, действующего на обратную сторону фланца, приведена на рис. 26, *в*.

Наложение диаграмм, изображенных на рис. 26, *б* и *в*, даст величины результативных давлений, возникающих на торцовых поверхностях соприкосновения шестерни и фланца. Эпюра результативных давлений изображена в виде заштрихованного участка на рис. 26, *б*. Из диаграммы видно, что в области низких давлений жидкости величина результативного давления на поверхностях соприкосновения шестерни и фланца достигает максимальной величины, равной максимальному давлению рабочей жидкости в машине.

Таким образом, чем выше давление рабочей жидкости в машине, тем меньше торцовые зазоры у полости низкого давления и тем больше потери на трение на поверхностях контакта. При высоких давлениях возникает температура, при которой фланец деформируется.

На рис. 29 показан фланец подшипника после длительной работы машины. Угол коробления α_1 у полости низких давлений значительно больше угла α_2 у полости высоких давлений, чем подтверждается тепловой характер деформации, так как противодавление со стороны шестерни у полости низких давлений отсутствует.

Рис. 29. Фланец подшипника после длительной работы на давлении (120—150) 10^5 *н/м*²:

α_1 — угол коробления у полости низкого давления; α_2 — угол коробления у полости высокого давления

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что основной причиной ограничения максимального давления машин со схемой компенсации торцовых зазоров, показанной на рис. 24, является низкий механический к. п. д. Механический к. п. д. снижается за счет значительной зоны граничного трения, начинающейся от полости низких давлений и захватывающей бо́льшую часть зоны, где находятся впадины зубьев, выполняющие вторую фазу цикла. Сильное трение в этой зоне способствует значительному износу трущихся поверхностей за сравнительно короткий промежуток времени, что ограничивает срок службы этих машин, так как приводит к увеличению торцовых зазоров и снижению объемного к. п. д.

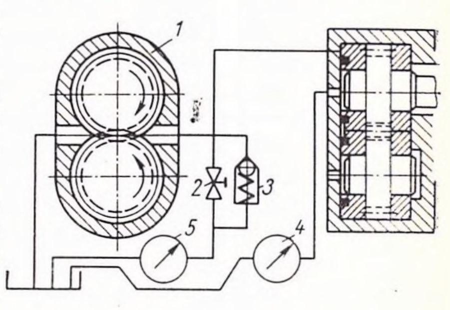


Рис. 30. Схема испытательной установки:

1 — испытуемая машина; *2* — кран; *3* — предохранительный клапан; *4* — расходомер утечек; *5* — расходомер общей производительности

Экспериментальные исследования показали, что у одной из испытанных машин, работавшей на режиме генератора при числе оборотов 1400 в минуту, износ торцовых поверхностей фланцев составляет до 0,1 *мм* за 140 *ч* работы на давлении $130 \cdot 10^5$ *н/м*², а износ соприкасающихся с ними торцов шестерен — до 0,13 *мм*. Снижение объемного к. п. д. к концу испытания составило 70%.

У второй из испытанных машин, работавшей на режиме генератора с числом оборотов 900 в минуту, износ торцовых поверхностей фланцев достиг 0,051 *мм* после 145 *ч* работы на давлении $150 \cdot 10^5$ *н/м*², а износ торцев шестерен 0,162 *мм*. Снижение объемного к. п. д. к концу испытания составило 51%.

Эксперименты [4, 55, 62] показали, что утечки в машине идут в основном через торцовые зазоры. Схема испытательной установки для измерения утечек приведена на рис. 30, а кривые

объемных потерь — на рис. 31, *а* и *б*. Пунктирные линии (рис. 31) показывают общие объемные потери:

$$Q_y = \frac{100}{Q_т} \sum_{j=1}^{4} Q_j, \qquad (303)$$

а сплошные линии — объемные потери $Q_{торц}$ через торцовые зазоры. Для высоких давлений (свыше 10^7 $н/м^2$) объемные по-

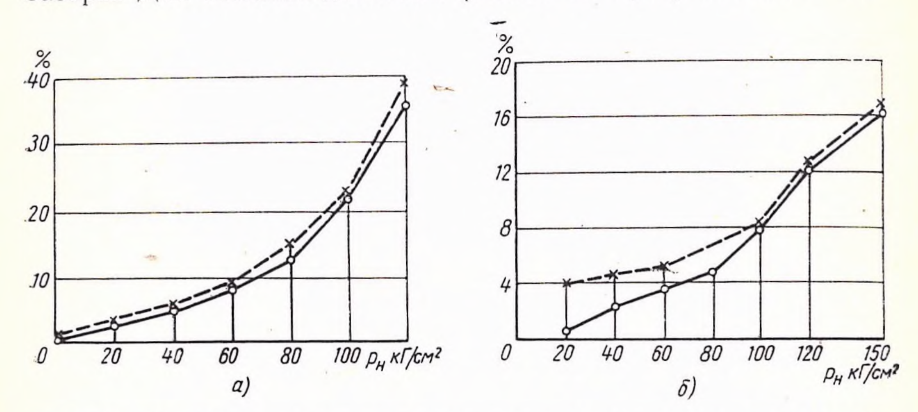


Рис. 31. Объемные потери жидкости при скорости вращения шестерен: а) 3,5 *м/сек*; б) 8,9 *м/сек*

тери определяются торцовыми зазорами, так как кривые Q_y и $Q_{торц}$ почти совпадают. При больших окружных скоростях (см. рис. 31, *б*) на низких давлениях имеет место отставание $Q_{торц}$ от Q_y за счет перетечек жидкости по торцовым зазорам непосредственно из полости высокого давления в полость низкого давления. Увеличение силы поджима фланца к шестерням приводит к увеличению потерь на трение в зоне низких давлений. Чтобы устранить этот недостаток системы компенсации торцового зазора, вместо фланцевого подшипника (см. рис. 24) применили гибкую пластину (рис. 32). с фасонной прокладкой, имеющей полости, разделенные радиальными перегородками. Фасонную прокладку устанавливают в соответствующих пазах корпуса машины. В гибкой пластине имеются отверстия, которые связывают впадины шестерен с полостями, образованными фасонной прокладкой и обратной стороной гибкой пластины.

Давление жидкости, вызывая изгиб пластины, уменьшает торцовый зазор и соответственно торцовые утечки жидкости.

В соответствии с изменением давления жидкости во впадинах зубьев шестерен изменяется давление и в полостях фасонной прокладки. Площадь полостей фасонной прокладки определена из расчета небольшого превышения сил прижима по

сравнению с силами со стороны шестерен, стремящимися отжать прокладку от торцов шестерен. Таким образом, сумма сил, действующих в различных полостях фасонной прокладки и сил

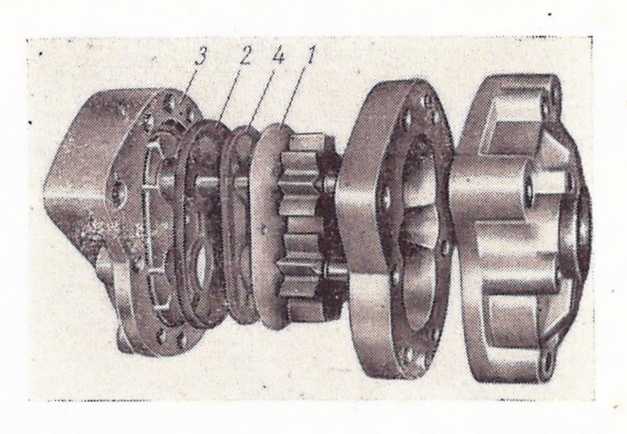


Рис. 32. Шестеренная коловратная машина с шестернями внешнего зацепления:
1 — диафрагма; *2* — фасонное уплотнение; *3* — корпус; *4* — уплотняющая деталь

от сжатия резинового уплотнения, превышает силы, действующие со стороны впадин зубьев шестерен. Такое соотношение отжимающих и прижимающих гибкую пластину сил позволяет поддерживать оптимальную величину торцовых зазоров.

Рис. 33. Шестеренная машина:
1 — корпус; *2* — подшипники; *3* — уплотнения

Второй способ устранения недостатка системы компенсации показан на рис. 33. Обратная сторона фланца подшипника в этой шестеренной машине разделена на несколько полостей с помощью уплотнений. В полости подается давление жидкости от впадин шестерен через прорези *a, b, c, d*, показанные на рис. 34. Уплотнения размещены в пазах с обратной стороны фланца и в канавке ступицы подшипника. Уплотнения, размещенные на фланце, обеспечивают первоначальный поджим лицевой стороны фланца к торцам шестерен и предотвращают перетечки жидкости между полостями.

Рассмотрим конструкции винтовых машин. У наиболее распространенных трехвинтовых машин с винтами циклоидального

профиля (рис. 35) средний ведущий винт имеет обычно двухзаходную выпуклую нарезку, профиль которой в сечении, нормальном к оси винта, очерчен циклоидальными кривыми и ограничен дугами окружностей наружного и внутреннего диаметров. Боковые ведомые винты, расположенные симметрично от-

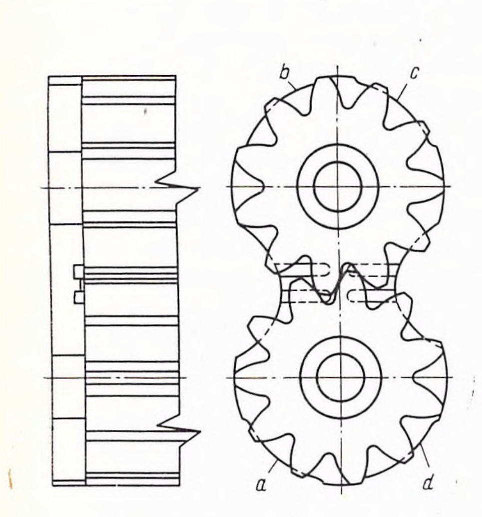


Рис. 34. Шестерни машины, показанной на рис. 33

Рис. 35. Винты с теоретическим циклоидальным профилем у винтовой машины

носительно ведущего винта, имеют двухзаходную вогнутую нарезку с шагом, равным шагу нарезки ведущего винта.

Профиль ведомых винтов в сечении, нормальном к оси винта, очерчен циклоидальными кривыми и радиальными фасками и ограничен дугами окружностей наружного и внутреннего диаметров. Направление нарезки на ведущем и ведомом винтах противоположное.

Нарезки выбраны таким образом, чтобы числа оборотов ведущего и ведомых винтов были одинаковыми. Соприкасаясь друг с другом, нарезки отделяют одну замкнутую полость, заполненную жидкостью, от другой. Такие замкнутые полости повторяются через каждый шаг нарезки.

Угол подъема винтовой линии выбирается таким, чтобы обеспечить вращение винтов без дополнительных связей между ними в виде специальных шестерен. Ведомые винты являются уплотнениями, образующими несколько замкнутых полостей между входной и выходной камерами. Двухзаходность нарезок винтов делает их динамически уравновешенными. Наружный диаметр ведущего винта больше, чем ведомого, так как несет основую

нагрузку во время рабочего цикла. Ведущий винт уравновешивается давлением жидкости в радиальном направлении, а ведомые винты отжимаются к рубашке, в которой они размещены.

В осевом направлении винты нагружены силами, действующими в направлении от полости высокого давления к полости низкого давления. Величина осевой силы на ведущем винте уменьшается за счет разности площадей поперечного сечения части, выходящей в сторону подшипника приводного вала и в сторону полости низкого давления (см. рис. 27).

Ведомые винты разгружаются от осевых сил специальной гидравлической разгрузкой (подводом жидкости от камеры высокого давления под торцы винтов, выходящие в камеру низкого давления). Для этого концы ведомых винтов размещены в подшипниках, а торцы их упираются в подпятники, на оси которых имеются отверстия по которым и подводится жидкость высокого давления. Жидкость поступает из камеры высокого давления по трубке (см. рис. 27).

Для того чтобы положение ведущего винта фиксировалось в корпусе машины, он закрепляется на подшипнике, который, в свою очередь, укреплен в корпусе машины.

Суммарное усилие за счет подбора площадей поджима и отжима прижимает винт к подшипнику, а ведомые винты — к подпятникам, находящимся в полости низких давлений. Перед подшипником ведущего винта размещена уплотнительная манжета, перед которой установлена втулка. Жидкость, проникшая из полости высокого давления через втулку, собирается в кольцевую канавку стакана и отводится по трубке в камеру низкого давления. Благодаря этому перед манжетой поддерживается достаточно низкое давление.

Профилирование винтов винтовой машины производится из условия уплотнения витков винта. Винтовые профили соприкасаются по линии, причем эта линия должна соединять непрерывно точки от внутреннего до наружного диаметра зацепляющихся винтов. Для того чтобы выполнить это требование, боковые профили ведомого винта описаны по эпитрохоиде, а ведущего винта — по кардиоиде. Зацепление таких профилей происходит одновременно в двух точках.

Такое зацепление винтов при обеспечении герметичности зацепления приводит к быстрому износу винтов в крайних точках на наружных окружностях, что нежелательно, так как вызывает снижение объемного к. п. д. машины. Особенно сильно изнашивается в этом месте профиль ведомого винта. Повреждения острых кромок винтов происходят также из-за ударов винтов при пуске машины, работающей на режиме генератора. В связи с этим острую кромку профиля ведомого винта притупляют радиальной фаской, а профиль ведущего винта выбирают более полным.

Такая коррекция профилей винтов делает машину менее герметичной, но так как износ в этом случае значительно уменьшается, то машина с корригированным профилем в процессе эксплуатации дольше сохраняет свой начальный объемный к. п. д., чем машина, имеющая точный теоретический профиль винтов.

Корригированный профиль ведомого винта выполнен так же, как и некорригированный, — по эпитрохоиде, которая у наружного диаметра заканчивается фаской. Профиль ведущего винта, выполнен в этом случае также по эпитрохоиде. В связи с тем что точка, с которой начинается профиль ведущего винта, лежит не на начальной окружности ведомого винта, профиль не доходит до начальной окружности ведущего винта (рис. 36). Для построения недостающей части профиля ведущего винта, которая должна работать совместно с фаской ведомого винта, последнюю очерчивают по гипоциклоиде с отношением радиусов неподвижного и подвижного круга $m=2$, а недостающий участок профиля ведущего винта — по эпициклоиде также при $m=2$,

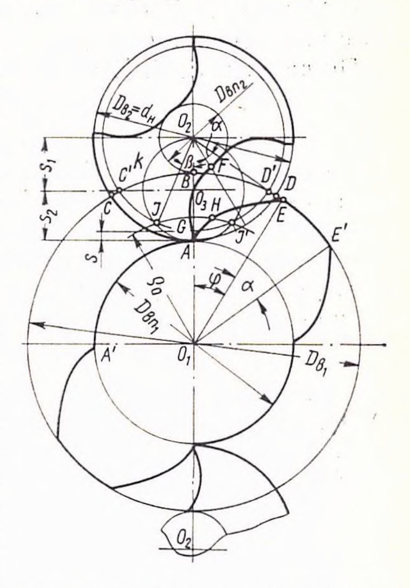


Рис. 36. Винты с корригированным циклоидальным профилем у винтовой машины

Таким образом, профиль ведущего винта образован двумя эпитрохоидами. Профиль ведущего винта получается полнее при корригированном зацеплении, чем при теоретическом. Ширина радиальной фаски выбирается равной 0,025 $d_н$. На эту величину не доходит линия зацепления, т. е. на этом участке отсутствует зацепление и, следовательно, герметичность уплотнения сопрягаемых витков ведомого и ведущего винтов.

Во время работы машины система взаимных уплотнений нарезок винтов поступательно перемещается от входной полости к выходной. При этом уплотнения винтов образуются со стороны входной полости и раскрываются со стороны выходной полости. Для того чтобы при любом положении винтов выходная полость была отделена от входной полости, необходимо, чтобы в тот момент, когда уплотнения винтов начинают раскрываться в выходной полости, со стороны входной полости возникали соответствующие уплотнения. При этом условии входная и выходная полости не будут соединяться между собой, что уменьшит объемные потери жидкости из полости высокого дав-

ления в полость низкого давления и устранит пульсацию расхода. Поэтому условие постоянного отделения входной и выходной полостей требует такой длины винтов $L_{\min}$, которая должна быть больше расстояния по оси между двумя последовательными уплотнениями винтов.

По данным А. Е. Жмудя [17], эта длина равна

$$L_{\min} = (1,2 \div 1,5)\, h, \qquad (304)$$

где h — шаг винтовой нарезки.

Увеличение количества замкнутых объемов уменьшает перетечки жидкости из полости высокого давления в полость низкого давления, так как перепад давлений между соседними замкнутыми объемами становится меньше. Поэтому для машины, имеющей $n_з$ замкнутых объемов, длина уплотняемой рубашки, по тем же данным [17], будет

$$L_p = (n_з + 0,09)\, h. \qquad (305)$$

Количество замкнутых объемов во время работы машины изменяется за счет несовпадения раскрытия одного объема во входной полости и закрытия другого объема в выходной полости. Такое периодическое изменение числа замкнутых объемов приводит к некоторой пульсации давления.

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИНЫ (ШЕСТЕРЕН, ВИНТОВ, УПЛОТНЕНИЙ ВАЛА, КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ, ПОДШИПНИКОВ, ДЕТАЛЕЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРЦОВОГО ЗАЗОРА И СИСТЕМЫ РЕВЕРСА)

С помощью впадин зубьев и зубьев шестерен создаются изменяемые объемы рабочего органа шестеренной машины, поэтому к шестерням предъявляют специальные требования, связанные с условиями их работы. Для получения большего объема изменяемой полости при заданном наружном диаметре шестерен необходимо по возможности увеличить размеры впадин и зубьев, что связано с увеличением модуля и соответственным уменьшением числа зубьев.

Однако уменьшение числа зубьев шестерен приводит к подрезу основания зуба. При стандартном угле зацепления $\alpha_0 = 20°$ минимальное число зубьев шестерни, при условии отсутствия подрезания, определяется из выражения

$$R_{вп} = R_{нач} \cos^2 \alpha_н - y\,(1 - \sin \alpha_н). \qquad (306)$$

Приняв

$$R_{вп} = \frac{mz}{2} - 1,05m; \quad R_{нач} = \frac{mz}{2}; \quad y = 0,2m,$$

получим

$$0,5z\,(1 - \cos^2 \alpha_н) = 0,85 + 0,2 \sin \alpha_н,$$

откуда

$$z = \frac{0,85 + 0,2 \sin \alpha_н}{0,5 (1 - \cos^2 \alpha_н)} = \frac{0,85 + 0,2 \sin 20^\circ}{0,5 (1 - \cos^2 20^\circ)} = 16. \qquad (307)$$

Для дальнейшего уменьшения числа зубьев применяют корригирование с положительным смещением. У таких шестерен получается заостренная вершина зуба, и при определении минимального числа зубьев в этом случае задаются толщиной зуба на окружности выступов.

Минимальное число зубьев при отсутствии подрезания и при толщине зуба на окружности выступов в пределах (0,2÷0,25) m [5] будет равно восьми. Шестерни с такими зубьями имеют минимальное значение коэффициента скольжения [55], так как последний убывает с увеличением комплекса:

$$k = \frac{z \operatorname{tg} \alpha_н}{\varepsilon_n}. \qquad (308)$$

Величина k при положительном корригировании увеличивается за счет увеличения угла зацепления и уменьшения коэффициента перекрытия ε_n.

Расчет шестерен, применяемых в шестеренных машинах, производится по формулам, приведенным в табл. 3 (для внешнего зацепления приняты шестерни с одинаковым числом зубьев).

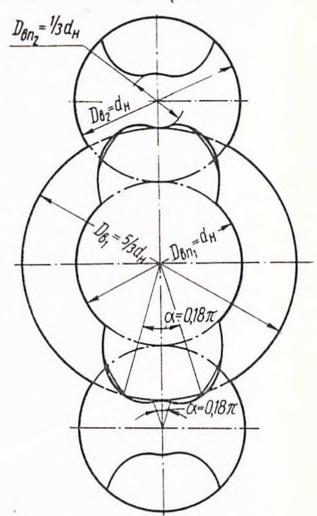


Рис. 37. Поперечное сечение винтов машины при теоретическом некорригированном зацеплении

Изменяемые объемы рабочего органа винтовой машины создаются с помощью винтов, поэтому профилирование винтов производится из условия уплотнения их витков. Для того чтобы замкнутые объемы, образованные винтами и рубашкой машины, были герметично отделены друг от друга, линия соприкосновения поверхностей винтов должна быть непрерывной.

При работе винтов на исходную величину принимается диаметр начальных окружностей $d_н$ (рис. 37). Для получения при заданных габаритах возможно большего объема рабочего органа при достаточной прочности ведомого и ведущего винтов теоретический профиль винтов определяется следующими соотношениями [17]:

диаметр цилиндра выступов ведущего винта

$$D_{в1} = \frac{5}{3} d_н; \qquad (309)$$

Таблица 3

Параметр	Обозначение	Формула для определения параметра
Диаметр:		
делительной окружности	D_∂	mz
основной окружности	D_o	$D_\partial \cos \alpha_0$
начальной окружности	$D_н$	$D_\partial + 2\xi m$
Расстояние между осями:		
для внешнего зацепления	$C_{внешн}$	$D_н$
для внутреннего зацепления	$C_{внутр}$	$\frac{1}{2}(D_{н1} - D_{н2})$
Шаг:		
на начальной окружности	$t_н$	$\frac{\pi D_н}{z}$
на основной окружности	t_o	$\pi m \cos \alpha_0 = t_н \cos \alpha_н$
Угол зацепления (угол давления в полюсе зацепления)	$\alpha_н$	$\arccos \frac{D_o}{D_н}$
Эвольвентный угол:		
на начальной окружности	$\theta_н$	$\operatorname{tg} \alpha_н - \alpha_н = \frac{\sqrt{D_н^2 - D_o^2}}{D_o} - \operatorname{arc\,tg} \frac{\sqrt{D_н^2 - D_o^2}}{D_o}$
на делительной окружности	θ_∂	$\operatorname{tg} \alpha_\partial - \alpha_\partial = \frac{\sqrt{D_\partial^2 - D_o^2}}{D_o} - \operatorname{arc\,tg} \frac{\sqrt{D_\partial^2 - D_o^2}}{D_o}$
Диаметр окружности:		
головок колеса внешнего зацепления	$D_г$	$D_н + 2m$
впадин колеса внешнего зацепления	$D_{вп}$	$D_н - 2{,}1m$
Угол давления на окружности головок	$\alpha_г$	$\arccos \frac{D_o}{D_г}$
Эвольвентный угол на окружности головок	$\theta_г$	$\operatorname{tg} \alpha_г - \alpha_г = \frac{\sqrt{D_г^2 - D_o^2}}{D_o} - \operatorname{arc\,tg} \frac{\sqrt{D_г^2 - D_o^2}}{D_o}$

Параметры	Обозначение	Формула для определения параметра
Толщина зуба:		
по дуге начальной окружности	$T_н$	$\frac{\pi D_н}{2z} - 0{,}05m$
по дуге окружности головок	$T_г$	$D_г\left(\frac{T_н}{D_н} + \theta_н - \theta_г\right)$
по хорде начальной окружности	$T_{нх}$	$D_н \sin\left(\frac{T_н}{D_н}\right)$
по хорде окружности головок	$T_{гх}$	$D_г \sin\left(\frac{T_г}{D_г}\right)$
Эвольвентный угол окружности заострения зуба	$\theta_{остр}$	$\frac{T_н}{D_н} + \theta_н$
Угол давления на окружности заострения зуба	$\alpha_{остр}$	$\operatorname{tg}\alpha_{остр} - \alpha_{остр} = \theta_{остр}$
Диаметр окружности заострения зуба	$D_{остр}$	$\frac{D_о}{\cos\alpha_{остр}}$
Толщина зуба:		
по дуге делительной окружности	$T_д$	$D_д\left(\frac{T_н}{D_н} + \theta_н - \theta_д\right)$
по хорде делительной окружности	$T_{дх}$	$D_д \sin\left(\frac{T_д}{D_д}\right)$
Эвольвентный угол при внешнем беззазорном зацеплении двух шестерен	$(\theta_{бз})_{внеш}$	$\frac{T_д}{D_д} + \theta_д - \frac{\pi}{2z}$
Угол давления при внешнем беззазорном зацеплении	$(\alpha_{бз})_{внеш}$	$\operatorname{tg}(\alpha_{бз})_{внеш} - (\alpha_{бз})_{внеш} = (\theta_{бз})_{внеш}$
Расстояние между осями при внешнем беззазорном зацеплении	$(C_{бз})_{внеш}$	$\frac{D_о}{\cos(\alpha_{бз})_{внеш}}$
Продолжительность зацепления		
внешнего	$\varepsilon_{внеш}$	$\frac{\sqrt{D_г^2 - D_0^2} - C_{внеш}\sin\alpha_н}{t_о}$

Параметр	Обозначение	Формула для определения параметра
внутреннего	$\varepsilon_{\text{внутр}}$	$\dfrac{\sqrt{D_{\text{г}1}^2 - D_{01}^2} + 2C_{\text{вн}} \sin \alpha_{\text{н}} - \sqrt{D_{\text{г}2}^2 - D_{02}^2}}{t_o}$
Угол:		
приближения внешнего зацепления	$(\alpha_{\text{п}})_{\text{внеш}}$	$\dfrac{\sqrt{D_{\text{г}}^2 - D_0^2} - D_{\text{н}} \sin \alpha_{\text{н}}}{D_o}$
удаления внешнего зацепления	$(\alpha_{\text{у}})_{\text{внеш}}$	$(\alpha_{\text{у}})_{\text{внеш}} = (\alpha_{\text{п}})_{\text{внеш}}$
приближения внутреннего зацепления	$(\alpha_{\text{п}})_{\text{внутр}}$	$\dfrac{\sqrt{D_{\text{г}1}^2 - D_{o1}^2} - D_{\text{н}1} \sin \alpha_{\text{н}}}{D_{o1}}$
удаления внутреннего зацепления	$(\alpha_{\text{у}})_{\text{внутр}}$	$\dfrac{D_{\text{н}2} \sin \alpha_{\text{н}} - \sqrt{D_{\text{вп}2}^2 - D_{o2}^2}}{D_{o1}}$
Минимальный диаметр окружности впадин при условии отсутствия подрезания	$(D_{\text{вп}})_{\min}$	$D_{\text{д}} \cos^2 \alpha_{\text{д}} - 0{,}1m\,(1 - \sin \alpha_{\text{д}})$
Эвольвентный угол при внутреннем беззазорном зацеплении	$(\theta_{\text{бз}})_{\text{внутр}}$	$\dfrac{\pi D_{\text{нг}} z_1 (T_{\text{н}1} + T_{\text{н}2})}{D_{\text{н}1} (z_2 - z_1)} - \theta_{\text{н}1}$
Угол давления при внутреннем беззазорном зацеплении	$(\alpha_{\text{бз}})_{\text{внутр}}$	$\operatorname{tg} (\alpha_{\text{бз}})_{\text{внутр}} - (\alpha_{\text{бз}})_{\text{внутр}} = (\theta_{\text{бз}})_{\text{внутр}}$
Расстояние между осями при внутреннем беззазорном зацеплении	$(C_{\text{бз}})_{\text{внутр}}$	$\dfrac{C_{\text{внутр}} \cos \alpha_{\text{н}}}{\cos (\alpha_{\text{бз}})_{\text{внутр}}}$
Минимальный диаметр окружности:		
впадин колеса с внутренним зацеплением при отсутствии интерференции	$(D_{\text{вп}_2})_{\min}$	$\dfrac{\sqrt{(D_{o2})^2 + 4\,(C_{\text{внутр}} \sin \alpha_{\text{н}})^2}}{2}$
впадин колеса с внутренним зацеплением при отсутствии интерференции с шестерней, имеющей выкружку впадины зуба	$(D_{\text{вп}_2})_{\min}$	$\dfrac{\sqrt{(D_{o2})^2 + \left(2C_{\text{внутр}} \sin \alpha_{\text{н}} + \sqrt{(D_{\text{вп}1} + 2y)^2 - D_{o1}^2}\right)^2}}{2}$

Параметры	Обозначение	Формула для определения параметра
Максимальный диаметр окружности головок шестерни при отсутствии интерференции с колесом внутреннего зацепления, имеющим выкружку впадины зуба	$(D_{г_1})_{max}$	$\sqrt{\dfrac{(D_{o1})^2+\left[\sqrt{(D_{вп2}+2y)^2-D_{o2}^2}-2C_{внутр}\sin\alpha_н\right]^2}{2}}$
Диаметр внутренней окружности колеса внутреннего зацепления	$(D_{вп})_2$	$D_{н2}-2m$
Диаметр окружности головок колеса внутреннего зацепления	$(D_г)_2$	$D_{н2}+2,1m$
Угол давления на внутренней окружности	$(\alpha_{вп})_2$	$\arccos\dfrac{D_{o2}}{(D_{вп})^2}$
Эвольвентный угол на внутренней окружности	$(\theta_{вп})_2$	$\operatorname{tg}(\alpha_{вп})_2-(\alpha_{вп})_2=\dfrac{\sqrt{D_{г2}^2-D_{o2}^2}}{D_{o2}}-\operatorname{arctg}\dfrac{\sqrt{D_{г2}^2-D_{o2}^2}}{D_{o2}}$
Отсутствие интерференции при входе и выходе зубьев шестерни из зацепления (для машины с шестернями внутреннего зацепления)	—	$C_{внутр}(\sin\alpha_н-\alpha_н\cos\alpha_н)+\left(\theta_г+\arccos\dfrac{D_{вп2}^2-D_{г1}^2-4C_{внутр}^2}{4C_{внутр}D_{г1}}\right)>D_{o2}\left[\arccos\dfrac{D_{вп2}^2+4C_{внутр}^2-D_{г1}^2}{4C_{внутр}(D_{вп2})}+(\theta_{вп})_2\right]$
Сила взаимодействия между зубьями:		
при работе машины на режиме генератора	$Q_г$	$\dfrac{2(M_1+\Delta M)}{D_o}$
при работе машины на режиме двигателя	$Q_д$	$\dfrac{2M_1}{D_o}$
Толщина зуба:		
на дуге основной окружности	T_o	$D_o\left(\dfrac{T_н}{D_н}+\theta_н\right)$

Параметр	Обозначение	Формула для определения параметра
по хорде основной окружности	T_{ox}	$D_o \sin\left(\frac{T_o}{D_o}\right)$
Напряжение от изгиба при работе машины:		
на режиме генератора	$\sigma_г$	$\frac{Q_г}{b}\left[\frac{6\cos\alpha_г}{T_{ox}^2}\left(1,85m - \frac{T_г}{2}\operatorname{tg}\alpha_г\right) - \frac{\sin\alpha_г}{T_{ox}}\right]$
на режиме двигателя	$\sigma_д$	$\frac{Q_д}{b}\left[\frac{6\cos\alpha_г}{T_{ox}^2}\left(1,85m - \frac{T_г}{2}\operatorname{tg}\alpha_г\right) - \frac{\sin\alpha_г}{T_{ox}}\right]$
Удельная нагрузка	q	$\frac{Q_г}{b}$; $\frac{Q_д}{b}$
Номинальная нагрузка	$P_г$ $P_д$	$Q_г$ $Q_д$
Расчетная нагрузка:		
при близком к симметричному расположении шестерни на валу	P_c	$1,3P_г$; $1,3P_д$;
при несимметричном и консольном расположении шестерни	$P_к$	$1,5P_г$; $1,5P_д$
Номинальное допускаемое напряжение при расчете на выносливость:		
для нереверсивных машин	$(\sigma_{ин})_{нр}$	$0,25\sigma_0$ $0,25\sigma_{-1}$,
для реверсивных машин	$(\sigma_{ин})_р$	где σ_0 и σ_{-1} — пределы выносливости при пульсационном и знакопеременном циклах

диаметр цилиндра впадин ведущего винта

$$D_{вп\,1} = d_н; \tag{310}$$

диаметр цилиндра выступов ведомого винта

$$D_{в\,2} = d_н; \tag{311}$$

диаметр цилиндра впадин ведомого винта

$$D_{вп2} = \frac{1}{3} d_н; \qquad (312)$$

центральный угол $\alpha = 0{,}180\,\pi = 32°24'$;
шаг винта

$$h = \frac{10}{3} d_н. \qquad (313)$$

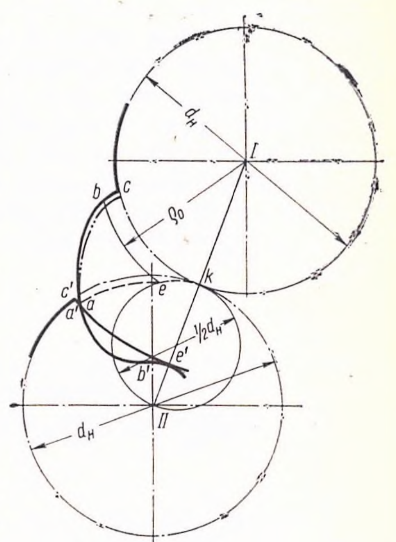


Рис. 38. Построение профилей образующих винтов при корригированном зацеплении

Теоретические профили винтов быстро изнашиваются в точках пересечения боковых профилей с окружностями выступов. Износ этих кромок приводит к увеличению объемных потерь рабочей жидкости из полости высоких давлений. Особенно сильно изнашивается кромка ведомых винтов.

Для предотвращения износа острую кромку ведомого винта притупляют радиальными фасками (рис. 38), а профиль зуба ведущего винта делается более полным. Профиль ведомого винта в этом случае выполняется по эпитрохоиде, получающейся при качении по начальной окружности *II* окружности *I*, имеющей точку *a*, находящуюся вне ее. При качении окружности *I* против часовой стрелки по начальной окружности *II* точка *a* опишет кривую $a'b'$, представляющую собой эпитрохоиду, которая и будет являться профилем ведомого винта. Корригированный профиль ведомого винта отличается от некорригированного тем, что очерчивается эпитрохоидой неполностью, а заканчивается фаской $a'c'$. Линсей зацепления, соответствующей профслю $a'b'$ в точке *a*, является дуга окружности выступов ведущего винта $a'e'$.

Профиль ведущего винта получается при качении по начальной окружности *I* окружности *II*, имеющей точку a', находящуюся внутри ее. Тогда при качении окружности *II* по часовой стрелке точка a' опишет эпитрохоиду *ab*, которая и будет профилем ведущего винта. Линией зацепления, соответствующей профилю *ab* и точке a', является дуга окружности *ae* на ведомом винте.

В связи с тем что точка a' не лежит на начальной окружности *II*, она не может создать полный профиль ведущего винта. Недостающая часть профиля *bc*, которая должна работать со-

вместно с фаской $a'c'$ ведомого винта, получается как эпитрохоида, образованная при качении производящей окружности диаметром $\frac{1}{2} d_н$ по начальной окружности I.

Фаску $a'c'$ можно также рассматривать как эпитрохоиду, описываемую точкой k производящей окружности диаметром $^1/_2\, d_н$ при качении ее внутри начальной окружности II. Профиль зуба ведущего винта получается при корригированном зацеплении полнее, чем при теоретическом профиле, который показан на рис. 38 штрихпунктирной линией. Корригированные профили винтов показаны на рис. 36.

Условия герметичности ведущего и ведомых винтов определяются формулой Монтелиуса [17, 25], которая для случая, когда ведущий винт имеет выпуклый профиль, записывается в виде

$$z_1 = a(z_2 - 1), \tag{314}$$

где z_1 и z_2 — число заходов ведущего и ведомого винтов;
a — число ведомых винтов.

Для ведущего винта, имеющего вогнутый профиль

$$z_2 = a(z_1 + 1). \tag{315}$$

Обычно ведущий винт делают с выпуклым профилем нарезки, так как при одном и том же значении z_1 и a число заходов ведомых винтов z_2 получается в этом случае меньше и поперечное сечение ведущего винта становится более прочным. Меньшие значения z_2 при заданных z_1 и a облегчают изготовление ведомых винтов, а увеличение прочности ведущего винта позволяет уменьшить габариты и вес машины. Длину винтов, необходимую для обеспечения герметичности машины, определяют по формулам (304) и (305).

На винты машины действуют продольные силы в направлении от полости высокого давления к полости низкого давления, поэтому ведомые винты следует проверять на устойчивость по Эйлеру [51]. Критическая сила для ведомых винтов машины, показанной на рис. 27, равна

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{4\, l_{вв}^2}, \tag{316}$$

где E — модуль продольной упругости для материала винта;
J — момент инерции сечения винта;
$l_{вв}$ — длина винта.

Критическое напряжение находим из выражения

$$\sigma_{кр} = \frac{P_{кр}}{F}. \tag{317}$$

Допускаемое напряжение равно

$$\sigma_{доп} = \frac{\sigma_{кр}}{k}, \quad (318)$$

где k — коэффициент запаса.

Коэффициент запаса учитывает небольшое начальное искривление оси винта, зависящее от неправильности изготовления и монтажа и не поддающееся расчету. Коэффициент запаса для винтов берется равным $k \approx 3$.

Для уплотнения вращающихся валов коловратных машин используются манжетные уплотнения радиального типа с браслетными пружинами [5, 21]. Материалом для манжет служит кожа и резина. Вал, в месте установки манжеты, должен иметь твердость $HRC > 58$ и чистоту обработки поверхности $\bigtriangledown 10$.

Уплотнения следует устанавливать в зоне низких давлений (не более 10^6 *н/м*²). Резиновые армированные манжеты с пружиной (ГОСТ 8752—61) предназначены для уплотнения вращающихся валов и рассчитаны на избыточное давление не более $5 \cdot 10^4$ *н/м*² для интервала температур от —45 до +120° С. Манжеты выполняются с привулканизированным армированным каркасом и состоят из трех деталей: резинового корпуса, металлического каркаса и пружины.

Чтобы обеспечить необходимую герметичность манжетное уплотнение следует ставить в корпус с натягом от 0,1 до 0,3 *мм*. При перепаде давлений между полостью повышенного давления и полостью низкого давления более чем $5 \cdot 10^4$ *н/м*² необходимо воротниковую часть манжеты опереть на разгружающую конусную опору [5, 21].

Манжета ставится на вал с натягом 1 *мм*. Окружная скорость вала под манжетой не должна превышать 10 *м/сек*. Для гарантированной герметизации вала дополнительное прижимное усилие создает браслетная спиральная пружина, расположенная в специальной канавке на воротниковом кольце манжеты. Диаметральный натяг пружины, надетой на манжету, составляет более 2 *мм*.

Для пружин используется проволока марки ПА (ГОСТ 9389—60 [5]) диаметром 0,25—0,40 *мм*, причем меньший диаметр проволоки относится к валам диаметром до 10 *мм*.

Пружина выполняется ступенчатой, с навивкой виток к витку [21]. Диаметр большой ступени должен быть больше диаметра проволоки в 5,5—6 раз. Диаметр малой ступени выбирается на 0,1 *мм* больше отверстия в большой ступени. Таким образом обеспечивается ввертывание до упора малой ступени в большую после сгибания пружины в кольцо.

Наименьшая толщина воротникового кольца манжеты должна быть менее 1 *мм*, чтобы обеспечить достаточную гибкость этого кольца при возможных биениях вала.

Х. Исивата и Ф. Хирано [47] провели экспериментальные исследования и выявили условия, при которых уплотняющая кромка манжеты способна отслеживать движение вала. Способность отслеживания не зависит от скорости вращения вала. Существенное влияние на уплотняющую способность оказывают форма выполнения воротникового кольца манжеты, материал и радиальный натяг на валу.

Коэффициент трения манжеты о вал определяется следующей формулой:

$$f = A\left(\frac{2\pi\nu R_{ц} nb}{P}\right)^{0,33}, \qquad (319)$$

где b — ширина контакта уплотняющей кромки манжеты с валом;
P — сила контактного давления манжеты на вал;
A — коэффициент пропорциональности, зависящий от числа оборотов вала

$$A = B - 0,6n, \qquad (320)$$

где n — число оборотов вала в секунду;
B — постоянная величина, зависящая от габаритов и конструктивных особенностей манжеты.

Коэффициент трения, определяемый по формуле (319), имеет меньшие значения при наличии утечек и большие значения при герметичном уплотнении.

Герметичность обеспечивается при значениях $A > A_{кр}$. Для манжет, имеющих $d = 40$ *мм*, $D = 62$ *мм* и $c = 12$ *мм* (где d — диаметр вала, D — наружный диаметр и c — ширина), величина $A_{кр} = 40$ [47], а постоянная B в формуле (320) равна 70.

В формулу (319) входит также сила контактного давления манжеты на вал; величина этой силы [21]

$$P = \frac{aR_{ц}\pi}{f}, \qquad (321)$$

где a — допустимая величина удельного давления манжеты на единицу длины окружности вала в *н/м*;
$R_{ц}$ — радиус цапфы в *м*;

$$a = 8,23 - 1,14R_{ц}n. \qquad (322)$$

Подставив значения a из выражения (322) и A из формулы (320) в выражение (319), получим

$$f = 1,3(B - 0,6n)^{1,5}\left(\frac{\nu nb}{7,2 - R_{ц}n}\right)^{0,5}, \qquad (323)$$

причем значение $R_{ц}n$ при использовании формулы (323) не должно превышать $(R_{ц}n)_{пред} \leqslant 2,5$.

*Резина изменяет свои физико-механические свойства от воз*действия температуры рабочей среды. Старение резиновых ман-

жет в процессе их работы происходит под действием тепла рабочей среды и тепла, образующегося при трении герметизирующей кромки воротникового кольца манжеты в месте ее соприкосновения с валом. Большинство масел часто содержит серу, которая под влиянием тепла в присутствии некоторых вулканизирующих агентов (тиурана) на поверхности резины превращается в эбонит, после чего на затвердевшей поверхности манжеты образуются трещины.

К корпусным деталям коловратных машин относятся корпус, крышка, проставка, рубашка (у винтовых машин), букса, в которой размещается подшипник, уплотнения вала.

Вес корпусных деталей большинства машин составляет более половины общего веса машины.

Для изготовления корпусных деталей применяют легкие сплавы. Малая плотность легких сплавов позволяет значительно снизить вес корпусных деталей. Следует иметь в виду, что из-за разных величин предела прочности при растяжении $\sigma_в$ и модуля упругости E для различных материалов экономия в весе при использовании легких сплавов должна подсчитываться не пропорционально плотности γ, а пропорционально отношениям $\frac{E}{\gamma}$ и $\frac{\sigma_в}{\gamma}$, которые характеризуют жесткость, прочность и вес детали.

В табл. 4 дано сравнение механических свойств основных конструкционных материалов. Из этой таблицы следует, что замена стали легкими сплавами не всегда дает уменьшение веса детали. Преимущество при применении легких сплавов состоит в том, что из-за высокого коэффициента теплопроводности легких сплавов (в 3 раза больше, чем для сталей) облегчаются условия работы вращающихся деталей рабочего органа, так как снижается и выравнивается их температура.

Таблица 4

Материал	γ в $кг/м^3$	$\sigma_в$	E	$\frac{\sigma_в}{\gamma} \times 10$	$\frac{E}{10\gamma}$	λ в $вт/м \cdot град$	$c_p \cdot 10^{-3}$ в $дж/кг \cdot град$	μ — коэффициент Пуассона
		в $н/мм^2$						
Силумин	2660	230	70 000	0,87	2,64	141	0,87	0,33
Сталь	7800	950	200 000	1,22	2,56	46	0,462	0,30
Чугун	7270	500	100 000	0,69	1,38	44	0,419	0,25
Магниевый сплав	1800	260	45 000	1,44	1,95	98	1,01	0,33
Пластмассы	1400	130	15 000	1,07	1,07	0,4	1,55	0,10

Легкие сплавы обладают высокими технологическими качествами (из них можно получить отливки, штамповки, поковки, они хорошо обрабатываются резанием).

Для увеличения жесткости корпуса и крышки выполняют с оребрением. Крепление крышек, проставки и буксы к корпусу осуществляется винтами, шпильками и болтами.

Положение проставок крышек (если это необходимо) относительно корпуса фиксируется двумя установочными шпильками или болтами. В целом корпус несет не менее 70% нагрузки от давления жидкости.

Ввиду сложности конструктивных форм корпуса толщину его стенок и отдельных элементов сечений принимают по данным выполненных конструкций или по данным, полученным после испытаний на прочность экспериментальных и модельных образцов корпуса. Прочностный расчет производят по упрощенным формулам, полученным при простых случаях нагружения.

Корпус и проставка машины должны быть достаточно жесткими, чтобы исключить их деформации под действием сил давления жидкости. Максимальное радиальное перемещение под действием сил давления определяется по следующей формуле [51]:

$$w = \frac{pR^2}{4Eh}, \tag{324}$$

где h — минимальная толщина стенки корпуса или проставки;

p — максимальная величина давления жидкости внутри корпуса;

R — максимальный размер отверстия в корпусе.

В тех случаях, когда корпус имеет плоскую стенку, находящуюся под высоким давлением, максимальный прогиб такой стенки подсчитывается по формуле [51]

$$w = \frac{3p(1-\mu^2)R^4}{16Eh^3}. \tag{325}$$

Величина w, подсчитанная по формуле (324) или (325), не должна превышать 0,01 *мм*.

При перекосах опорных поверхностей соединяемых между собой корпусных деталей в болтах и шпильках возникают дополнительные напряжения от изгиба, которые могут быть причиной разрушения резьбового соединения.

Крепление корпусных деталей производят с предварительной затяжкой резьбового соединения. Предварительная затяжка необходима для того, чтобы создать давление на плоскости стыка соединяемых деталей, обеспечить герметичность соединения и уменьшить влияние переменной нагрузки. От предва-

рительной затяжки силой $P_з$ стержень шпильки или болта получает удлинение

$$\Delta l_0 = P_з \frac{l_0}{E_0 F_0}, \tag{326}$$

где l_0 — толщина фланца;
F_0 — площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы;
E_0 — модуль нормальной упругости болта (шпильки).

Величина деформации детали в месте затяжки

$$\Delta l_1 = P_з \frac{4 l_0}{E_1 \pi \left[(d_ш + l_0)^2 - d_0^2\right]}, \tag{327}$$

где E_1 — модуль нормальной упругости детали;
$d_ш$ — внешний диаметр шайбы;
d_0 — диаметр отверстия в детали под болт (шпильку).

Если предварительно затянутое резьбовое соединение нагружается силой $P_д$, то болт (шпилька) под действием этой силы дополнительно удлиняется на величину $\Delta l_д$. На эту же величину разгружается деталь.

Полная сила, разрывающая болт (шпильку),

$$P_п = R + P_д, \tag{328}$$

где R — сила, необходимая для уплотнения стыка двух деталей.

Сила $P_д$, приходящаяся на один болт (шпильку), определяется из условия

$$P_д = \Delta p \frac{F}{i}, \tag{329}$$

где F — площадь, на которую действует давление Δp;
i — число болтов (шпилек).

Дополнительная деформация болта (шпильки) выражается соотношением

$$\Delta l_д = (P_д + R - P_з) \frac{l_0}{E_0 F_0} = (P_з - R) \frac{4 l_0}{E_1 \pi \left[(d_ш + l_0)^2 - d_0^2\right]}. \tag{330}$$

Из выражения (330) получим

$$R = P_з - \frac{P_д}{\left\{1 + \frac{4 E_0 F_0}{E_1 \pi \left[(d_ш + l_0)^2 - d_0^2\right]}\right\}}. \tag{331}$$

Подставляя полученное выражение (331) в равенство (328), находим полную расчетную силу, нагружающую болт (шпильку):

$$P_п = P_з + \frac{4 E_0 F_0 P_д}{E_1 \pi \left[(d_ш + l_0)^2 - d_0^2\right] + 4 E_0 F_0}.$$

Практика эксплуатации коловратных машин показывает, что предварительная затяжка резьбовых соединений при эксплуатации уменьшается. Уменьшение затяжки может происходить в результате: 1) периодического нагружения силами, превышающими силу предварительной затяжки, что приводит к остаточным деформациям в болте (шпильке) и соединяемых деталях; 2) смятия плоскостей соединяемых деталей; 3) понижения прочности материала вследствие продолжительного действия напряжений в резьбовом соединении и в соединяемых деталях.

Поэтому величину предварительной затяжки в расчетах принимают с запасом

$$P_з = 3\left\{1 - \frac{4E_0F_0}{E_1\pi\left[(d_ш + l_0)^2 - d_0^2\right] + 4E_0F_0}\right\} P_д. \qquad (332)$$

Таким образом, полная расчетная сила, нагружающая болт (шпильку), при действии основной нагрузки $P_д$ равна

$$P_п = 3P_д - \frac{8P_дE_0F_0}{E_1\pi\left[(d_ш + l_0)^2 - d_0^2\right] + 4E_0F_0}. \qquad (333)$$

Понизить нагрузки на болт (шпильку) при заданной силовой схеме, а следовательно, снизить динамические свойства составляющей силы возможно лишь повысив упругие свойства болта (шпильки). При нагревании деталей машины в резьбовых соединениях возникают дополнительные температурные напряжения. Особенно заметно влияние тепловой нагрузки на болты (шпильки) в случае применения корпусных деталей из алюминиевых сплавов. При нагревании болта (шпильки) до температуры t_1, а корпусных деталей — до температуры t_2 разность тепловых деформаций составит

$$\alpha_1 t_2 - \alpha_0 t_1 = P_T\left\{\frac{1}{E_0F_0} + \frac{4}{E_1\pi\left[(d_ш + l_0)^2 - d_0^2\right]}\right\}, \qquad (334)$$

откуда сила, возникающая вследствие разности тепловых деформаций,

$$P_T = \frac{\alpha_1 t_2 - \alpha_0 t_1}{\dfrac{1}{E_0F_0} + \dfrac{4}{E_1\pi\left[(d_ш + l_0)^2 - d_0^2\right]}}, \qquad (335)$$

где α_0, α_1 — коэффициенты линейного расширения болта (шпильки) и корпусных деталей.

При тепловой деформации корпусных деталей увеличивается затяжка стыка, что соответствует по существу повышению предварительной затяжки болта (шпильки) на величину

силы $P_т$. При этом нагрузка на болт (шпильку) возрастет до величины

$$P_n = 3P_\partial - \frac{8P_\partial E_0 F_0}{E_1 \pi \left[(d_ш + l_0)^2 - d_0^2\right] + 4E_0 F_0} + P_т. \qquad (336)$$

Напряжения растяжения в сечении по внутреннему диаметру у первого витка резьбы

$$\sigma = \frac{P_n}{F_0} = \frac{3P_\partial}{F_0} - \frac{8P_\partial E_0}{E_1 \pi \left[(d_ш + l_0)^2 - d_0^2\right] + 4E_0 F_0} + \frac{P_т}{F_0} = \sigma_1 - \sigma_2 + \sigma_т. \qquad (337)$$

Допустимые напряжения σ для болтов (шпилек) из углеродистых сталей $\sigma_\partial = 100$ *н/мм²*; из стали 37ХН3А $\sigma_\partial = 220$ *н/мм²*, из стали 18ХНВА $\sigma_\partial = 200$ *н/мм²*.

В коловратных машинах применяют преимущественно подшипники скольжения, как более легкие, дешевые, компактные и удобные для монтажа. В подшипниках скольжения можно обеспечить режим жидкостного трения, при котором коэффициент трения снижается до 0,001, в то время как в подшипниках качения минимальное значение коэффициента трения составляет 0,0025. Подшипники качения менее требовательны к условиям смазки, чем подшипники скольжения.

Подшипники шестеренных машин выполняют обычно из оловяносвинцовистых бронз с фланцем и ступицей. Для улучшения смазки подшипники имеют маслораспределительные спиральные канавки, которые следует делать в ненагруженной или менее нагруженной зонах и не следует доводить до торцов, так как при несквозных канавках гидродинамическое давление в местах их расположения падает не так резко, как при сквозных канавках.

Уравнения движения (189) и уравнение сплошности (191) применительно к течению жидкости в подшипнике имеют вид

$$\mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial x}, \qquad (338)$$

$$\frac{\partial p}{dy} = 0, \qquad (339)$$

$$\mu \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial z}, \qquad (340)$$

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0. \qquad (341)$$

Уравнения (338) и (340) после интегрирования и подстановки в них постоянных интегрирования, найденных из граничных условий, примут вид

$$v_x = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - sy) - \frac{v_{x0} - v_{x1}}{s} y + v_{x0}, \tag{342}$$

$$v_z = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} (y^2 - sy), \tag{343}$$

где s — зазор между цапфой и подшипником в рассматриваемом сечении;

v_{x0} — окружная скорость вращения цапфы;

v_{x1} — окружная скорость вращения подшипника.

После подстановки значений v_x и v_z из формулы (342) и (343) в выражение (341) и интегрирования в пределах изменения переменного y от 0 до s, получим

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial p}{\partial x} s^3 \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial p}{\partial z} s^3 \right) = 6\mu \left[2v_y + (v_{x0} + v_{x1}) \frac{ds}{dx} \right]. \tag{344}$$

Уравнение (344) определяет распределение давления в пространственном слое смазки при любой кривизне трущихся поверхностей, поэтому оно применимо как для расчета упорных подшипников с плоскими трущимися поверхностями, так и для цилиндрических подшипников.

В коловратных машинах $v_{x1} = 0$; $v_y = 0$ $\frac{dp}{dx} \gg \frac{dp}{dz}$. Поэтому уравнение (344) примет вид

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial p}{\partial x} s^3 \right) = 6\mu v_{x0} \frac{\partial s}{\partial x}. \tag{345}$$

Высота зазора в любом сечении под углом φ от линии центров равна

$$s \approx R_ц \psi (1 + \chi \cos \varphi), \tag{346}$$

где $R_ц$ — радиус цапфы;

$\psi = \frac{\delta}{R_ц}$ — относительный зазор;

$\delta = R_п - R_ц$ — радиальный зазор (здесь $R_п$ радиус подшипника);

$\chi = \frac{e}{\delta}$ — относительное смещение;

e — смещение оси вала от оси подшипника;

φ — угол от линии центров.

Зазор в сечении, где давление достигает максимального значения,

$$s_0 = R_ц \psi (1 + \chi \cos \varphi_0), \tag{347}$$

где φ_0 — угол наклона радиальной плоскости, проведенной через сечение зазора, в котором устанавливается максимальное гидродинамическое давление.

Примем $x=R_ц\varphi$; тогда из выражения (346), получим

$$\frac{\partial s}{\partial x}=\frac{\partial s}{R_ц\partial\varphi}=\psi\chi\sin\varphi. \qquad (348)$$

Уравнение (345) после подстановки в него выражения (348) и интегрирования будет иметь вид

$$\frac{\partial p}{\partial x}s^3=6\mu R_ц v_{x0}\psi\chi\int\limits_{\varphi}^{\varphi_0}\sin\varphi d\varphi=6\mu R_ц v_{x0}\chi\psi(\cos\varphi-\cos\varphi_0), \qquad (349)$$

откуда

$$p=\int\limits_{\varphi_1}^{\varphi}\frac{\partial p}{\partial\varphi}d\varphi=6\mu v_{x0}\frac{1}{R_ц\psi^2}J_{\varphi x}, \qquad (350)$$

где φ_1 — угол наклона радиальной плоскости, проведенной через начало несущего масляного слоя к линии смещения центров цапфы и подшипника;

$$J_{\varphi x}=\int\limits_{\varphi_1}^{\varphi}\frac{d\varphi}{(1+\chi\cos\varphi)^2}-(1+\chi\cos\varphi_0)\int\limits_{\varphi_1}^{\varphi_0}\frac{d\varphi}{(1+\cos\varphi)^3}, \qquad (351)$$

Гидродинамическое давление в любой точке несущего масляного слоя цилиндрического подшипника при $\frac{\partial p}{\partial z}\neq 0$ выражается следующей зависимостью:

$$p=6\mu v_{x0}\frac{c}{R_ц\psi^2}J_{\varphi x}\left[1-\left(\frac{2z}{l}\right)^m\right], \qquad (352)$$

где l — длина цапфы;

z — расстояние любого поперечного сечения цапфы от ее середины;

m — величина, определяемая по экспериментальным кривым $p=p(z)$, полученным для подшипников, подобных рассчитываемому, при определенном зазоре между цапфой и подшипником;

c — коэффициент, учитывающий понижение давления, вызываемое вытеканием масла через торцовые зазоры подшипника.

Подставляя в уравнение (344) частные производные, полученные из выражения (352) и применяя вариационный метод, имеем

$$c=\frac{5l^2}{4\left(l^2+4R_ц^2a\right)}, \qquad (353)$$

где

$$a = 0{,}12 + 2{,}31\,(1 - \chi). \qquad (354)$$

Равнодействующая проекций элементарных сил гидродинамического давления на направление внешней нагрузки может быть выражена следующим уравнением:

$$P = l \int\limits_{\varphi_1}^{\varphi_2} p\,[1 - \cos(\varphi_a + \varphi)]\, R_ц d\varphi. \qquad (355)$$

После подстановки в уравнение (355) выражения (352) и интегрирования получим

$$P = \frac{\mu v_{x0} l}{\psi^2}\,\Phi = \frac{R_ц \omega}{\psi^2}\,\mu l \Phi, \qquad (356)$$

где $\Phi = \Phi\left(\chi, \frac{R_ц}{l}\right)$ — безразмерная величина, которую называют коэффициентом грузоподъемности подшипника.

Из уравнения (356) получим

$$\Phi = \frac{p\psi^2}{\mu v_{x0} l} = \frac{2\psi^2 k}{\mu\omega} = \frac{2\psi^2}{\lambda_\omega}, \qquad (357)$$

где $k = \frac{P}{2R_ц l}$ — удельное давление на единицу площади проекции цапфы;

$\lambda_\omega = \frac{\mu\omega}{k}$ — безразмерная величина, которую называют характеристикой работы подшипника.

Оптимальное отношение длины цапфы к радиусу по опытным данным выбирается в пределах $\frac{l}{R_ц} = 2{,}4 \div 3{,}6$, в зависимости от величины зазора, свойств рабочей жидкости и других факторов.

Коэффициент грузоподъемности подшипника Φ при заданной внешней нагрузке и числе оборотов для установившегося теплового режима подсчитывают по формуле (357). По табл. 5 определяют относительное смещение χ. По величине χ подсчитывают минимальный зазор, используя формулу (346):

$$s_{\min} = R_ц \psi\,(1 - \chi) = \delta\,(1 - \chi). \qquad (358)$$

По условию обеспечения жидкостного трения в подшипниках величина $s_{\min}$ должна быть больше шероховатости, величина которой после обкатки машины колеблется в пределах $5 \div 7$ *мк*.

Таблица 5

$\frac{l}{R_ц}$	Коэффициент грузоподъемности подшипника Ф при χ								
	0,333	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	0,99
2,4	1,3	1,6	2,5	3,4	5,0	8,4	18,5	36,3	184
3,6	1,5	2,0	3,0	4,1	5,8	9,2	19	37,8	191

Определим количество жидкости, вытекающей из нагруженной зоны подшипника через торцовые зазоры:

$$Q_1 = 2 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^s v_z R_ц d\varphi dy. \tag{359}$$

После подстановки (343) и интегрирования, получим

$$Q_1 = \Phi_1 \psi v_{x0} l R_ц; \tag{360}$$

$$\Phi_1 = 4c \frac{R_ц^2}{l^2} f(\chi) \tag{361}$$

коэффициент расхода, значения которого берутся из табл. 6.

Таблица 6

$\frac{l}{R_ц}$	Коэффициент расхода Φ_1 при χ									
	0,333	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	0,99
2,4	0,055	0,06	0,07	0,076	0,075	0,073	0,07	0,065	0,05	0,04
3,6	0,04	0,042	0,045	0,05	0,05	0,048	0,045	0,04	0,035	0,025

Среднюю скорость течения струйки можно определить из формулы (343), приняв

$$\frac{\partial p}{\partial z} \approx \frac{p_н}{\frac{l}{2}}; \tag{362}$$

тогда

$$v_{zy} = \frac{p_н}{l\mu}(y^2 - sy), \tag{363}$$

где $p_н$ — избыточное давление жидкости в ненагруженной зоне подшипника.

Количество жидкости, вытекающей из ненагруженной зоны через торцовые зазоры подшипника,

$$Q_2 = 2 \int_{\varphi_2}^{2\pi+\varphi_1} \int_0^s v_{zy} R_ц d\varphi dy. \quad (364)$$

После подстановки в формулу (364) выражения (363) и интегрирования получим

$$Q_2 = 2 \int_{\varphi_2}^{2\pi+\varphi_1} \int_0^s \frac{p_н}{\mu l} (y^2 - sy) R_ц d\varphi dy = \frac{p_н R_ц^4 \psi^3}{9\mu l} \Big[2\pi + \varphi_1 - \varphi_2 +$$

$$+ 3\chi (\sin\varphi_1 - \sin\varphi_2) + 3\chi^2 \left(\pi + \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\varphi_1 - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{4} \sin 2\varphi_2 \right) + \chi^3 \left(\sin\varphi_1 - \sin\varphi_2 - \frac{1}{3} \sin^3\varphi_1 + \frac{1}{3} \sin^3\varphi_2 \right) \Big]. \quad (365)$$

У цилиндрических подшипников в большинстве случаев $\varphi_1 = \frac{\pi}{3}$, $\varphi_2 = \pi$; тогда уравнение (365) примет вид

$$Q_2 = -\frac{p_н R_ц^4 \psi^3}{3\mu l} \left[\frac{3}{4}\pi + \frac{3\sqrt{3}}{2} \chi + 3\chi^2 \left(\frac{2}{3}\pi + \frac{\sqrt{3}}{8} \right) + \right.$$

$$\left. + \chi^3 \frac{3\sqrt{3}}{8} \right]. \quad (366)$$

Удельная сила жидкостного трения в подшипнике

$$\tau = \mu \frac{\partial v_x}{\partial y}. \quad (367)$$

Подставив в выражении (367) значение $\frac{dv_x}{dy}$ из формулы (342), имеем

$$\tau = \mu \left[\frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} (2y - s) - \frac{v_{x0} - v_{x1}}{s} \right]. \quad (368)$$

Учитывая, что $v_{x1} = 0$, $x = R_ц \varphi$, получим

$$\tau = \frac{1}{2R_ц} \frac{\partial p}{\partial \varphi} (2y - s) - \frac{\mu}{s} v_{x0}. \quad (369)$$

При $y = s$

$$|\tau|_{y=s} = \frac{s}{2R_ц} \cdot \frac{\partial p}{\partial \varphi} - \frac{\mu}{s} v_{x0}. \quad (370)$$

Для ненагруженной зоны

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0$$

и

$$\tau_н = -\frac{\mu}{s} v_{x0}. \qquad (371)$$

Суммарная сила жидкостного трения в подшипнике равна

$$T = R_ц \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{-l/2}^{+l/2} \tau d\varphi dz + R_ц \int_{-l/2}^{+l/2} \tau_н d\varphi dz. \qquad (372)$$

Подставив в уравнение (372) значения τ из выражения (368), $\tau_н$ из выражения (371), s из формулы (346) и $\frac{dp}{d\varphi}$ из формулы (352) и интегрируя его, получим

$$T = \frac{2\mu\omega}{\psi} R_ц l \Phi_2, \qquad (373)$$

где Φ_2 — безразмерная величина, называемая коэффициентом жидкостного трения, значения которого берутся из табл. 7.

Таблица 7

l/R_2	Коэффициент жидкостного трения Φ_2 при χ									
	0,3	0,4	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,8	0,9	0,95
2,4	3,5	3,6	4	4,5	4,8	5,3	5,8	7,5	9,7	12,5
3,6	3,9	4	4,5	5	5,2	5,8	6,3	8	10,5	14

Мощность трения цапфы подшипника

$$N_T = T v_{x0} = \frac{2\mu\omega}{\psi} R_ц l \Phi_2 v_{x0} = \frac{2\mu}{\psi} v_{x0}^2 l \Phi_2. \qquad (374)$$

Количество тепла, эквивалентное этой мощности:

$$L_T = 2\mu \frac{v_{x0}^2 l \Phi_2}{\psi}. \qquad (375)$$

Количество тепла, отводимое жидкостью, вытекающей из нагруженной части подшипника,

$$L_1 = Q_1 \gamma c_p \Delta t_1. \qquad (376)$$

Подставив значения Q_1 из выражения (360), получим

$$L_1 = \Phi_1 \psi v_{x0} l R_ц \gamma c_p \Delta t_1, \qquad (377)$$

где c_p — удельная теплоемкость рабочей жидкости;
Δt_1 — разность температуры рабочей жидкости на выходе из подшипника и на входе в него.

Количество тепла, отводимое жидкостью, вытекающей из ненагруженной части подшипника,

$$L_2 = Q_2 c_p \Delta t_2, \qquad (378)$$

где Δt_2 — нагрев рабочей жидкости в ненагруженной части подшипника.

По опытным данным

$$\Delta t_2 = \zeta_1 \Delta t_1, \qquad (379)$$

где

$$\zeta_1 = 0{,}4 \div 0{,}5. \qquad (380)$$

Обозначив в уравнении (365) выражение в квадратных скобках через $\Phi_з$, получим формулу (365) в виде

$$Q_2 = \frac{p_н R_ц^4 \psi^3}{3\mu l} \Phi_3. \qquad (381)$$

Подставив уравнения (379) и (381) в выражение (378), получим

$$L_2 = \frac{p_н R_ц^4 \psi^3}{9\mu l} \Phi_3 \gamma_{cp} \zeta_1 \Delta t_1. \qquad (382)$$

Тепло, отведенное через стенки подшипника,

$$L_c = k_c 2\pi R_ц \Delta t_3, \qquad (383)$$

где k_c — коэффициент теплопередачи от цапфы к наружной поверхности подшипника;

Δt_3 — перепад температур в подшипнике.

Таким образом, баланс тепла одного подшипника на установившемся режиме его работы

$$L_T = L_1 + L_2 + L_c \qquad (384)$$

или

$$L_2 = L_T - L_1 - L_c. \qquad (385)$$

Подставив выражение L_2 из формулы (382) в выражение (385), получим

$$\frac{p_н R_ц^4 \psi^3}{9\mu l} \Phi_3 \gamma c_p \zeta_1 \Delta t_1 = L_T - L_1 - L_c, \qquad (386)$$

откуда величина избыточного давления рабочей жидкости в ненагруженной зоне подшипника

$$p_н = \frac{L_T - L_1 - L_c}{\Phi_4}, \qquad (387)$$

где

$$\Phi_4 = \frac{R_ц^4 \psi^3}{9\mu l} \Phi_3 \gamma c_p \zeta_1 \Delta t_1.$$

Система регулирования торцового зазора у шестеренных машин сводится к принципиальным схемам, приведенным в табл. 2.

Рассмотрим случай, когда на внешних границах зазора действуют разные давления p_1 и p_0, причем с внешней стороны на деталь действует давление p_1.

Давление внутри зазора, определяемое из выражения

$$p = \frac{1}{2}\left\{\pm\frac{12\mu}{s^3}\cdot\frac{ds}{dt} - \rho\left[\pm\frac{6}{5s}\cdot\frac{d^2s}{dt^2} - \frac{15}{7s^2}\left(\frac{ds}{dt}\right)^2\right]\right\}\left(x^2 - \frac{l^2}{4}\right) + p_0 - (p_1 - p_0)\left(\frac{x}{l} - \frac{1}{2}\right). \quad (388)$$

Сила сопротивления, испытываемая уплотняющей деталью при изменении зазора s, будет равна [34]

$$p_1F = 2\int_0^{l/2} pbdx, \quad (389)$$

где F — площадь обратной стороны детали, на которую действует давление p_1.

В случае, когда направление вектора скорости движения уплотняющей детали совпадает с направлением действия силы, поджимающей деталь к шестерням,

$$p = \frac{1}{2}\left\{-\frac{12\mu}{s^3}\cdot\frac{ds}{dt} - \rho\left[-\frac{6}{5s}\cdot\frac{d^2s}{dt^2} - \frac{15}{7s^2}\left(\frac{ds}{dt}\right)^2\right]\right\}\left(x^2 - \frac{l^2}{4}\right) + p_0 - (p_1 - p_0)\left(\frac{x}{l} - \frac{1}{2}\right). \quad (390)$$

Для шестеренных машин первый член, стоящий в фигурных скобках значительно больше второго, поэтому формула (390) примет вид

$$p = -\frac{6\mu}{s^3}\cdot\frac{ds}{dt}\left(x^2 - \frac{l^2}{4}\right) + p_0 - (p_1 - p_0)\left(\frac{x}{l} - \frac{1}{2}\right). \quad (391)$$

Подставив формулу (391) в выражение (389), получим

$$p_1F = \frac{2\mu}{s^3}\cdot\frac{ds}{dt}\, l^3b + p_0lb + (p_1 - p_0)\frac{bl}{4}. \quad (392)$$

Из формулы (392) определяется площадь F обратной стороны детали, достаточная для предотвращения раскрытия торцового уплотнения в момент, когда давление внутри зазора достигает максимальной величины.

Величина зазора s, входящая в формулу (392), не является постоянной, а периодически изменяется в пределах от 0 до s_0.

Система реверса у шестеренных машин состоит обычно из обратных клапанов, обеспечивающих поток жидкости только в одном направлении. Таким образом, если входная и выходная полости машины, вследствие изменения направления ее

вращения, меняются местами, обратные клапаны обеспечивают подачу жидкости в требуемом направлении, т. е. они соединяют полость поджима всегда только с полостью высокого давления и отсекают полость низкого давления.

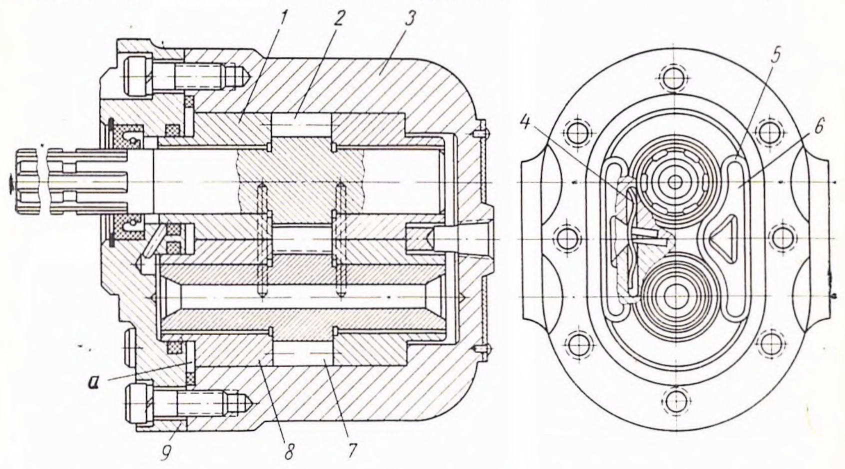


Рис. 39. Реверсивная шестеренная объемная гидравлическая машина:
а — полость высокого давления; *1* — первая подвижная втулка; *2* — ведущая шестерня; *3* — корпус; *4* — пружина; *5* — резиновое кольцо; *6* — пластинка; *7* — ведомая шестерня; *8* — вторая подвижная втулка; *9* — крышка

В случаях, когда канализация утечек осуществляется в полость низкого давления, у реверсивной машины делают два канала, которые соединяют с входной и выходной полостями. На этих каналах также устанавливают обратные клапаны.

Расчет клапанов, стоящих на линии утечек, сводится к определению площади открытия клапана, необходимой для пропуска требуемого количества жидкости при заданном перепаде давления. Высота подъема клапана принимается равной $h_к \geqslant d_c$, а диаметр камеры $D_к \geqslant 1{,}8\, d_c$, где d_c — диаметр отверстия седла клапана. Ширина седла клапана $b_1 = 0{,}25$ *мм*.

Клапаны, стоящие на линии компенсации торцовых зазоров, рассчитывают из условия заполнения тупиковой полости, образованной корпусом, фланцами и ступицами подшипников, за время не более 0,005 *сек*.

Системы обратных клапанов усложняют конструкцию машины. На рис. 2 показана машина, не имеющая обратных клапанов благодаря симметричному расположению каналов системы компенсации торцовых зазоров. Канализация утечек у этой машины осуществляется в расходный бак по отдельному трубопроводу. Машина подобного типа изображена также на *рис. 39*.

Глава V

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОЛОВРАТНЫХ МАШИН

■

При проектировании коловратной машины нового типа необходимо учитывать, что расширение их параметров происходит в направлении повышения рабочего давления (до $3 \cdot 10^7$ *н/м*^{2}), увеличения числа оборотов (до 2000 в минуту), освоения новых рабочих жидкостей (вода, керосин, пиво, молоко и др.).

С возрастанием рабочего давления и увеличением числа оборотов при одной и той же мощности уменьшается объем жидкости, вытесняемый за один оборот вала.

Высокие давления и большие числа оборотов требуют тщательного изготовления деталей и чистоты рабочей жидкости. Кроме того, при высоких рабочих давлениях возникают дополнительные требования прочностного характера. Поэтому следует максимально уменьшать объем внутренних полостей, находящихся под высоким давлением.

Необходимой предпосылкой для разработки рациональной конструкции является глубокое изучение как условий производства, так и условий эксплуатации машины.

КРИТЕРИИ ДЛЯ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Для выбора оптимальных параметров машины используют критерии, определяющие внешние характеристики коловратных машин.

Вновь проектируемая машина в простейшем случае может быть получена как геометрическая модель по отношению к существующим машинам-прототипам. Следовательно, имея характеристики существующих машин, можно представить характеристики машины, которую желательно спроектировать по подобию рассматриваемого прототипа.

У прототипа известны размеры всех деталей, монтажные зазоры, основные параметры (расход рабочей жидкости Q, пе-

репад давлений Δp между входной и выходной полостями, мощность N, крутящий момент M, число оборотов вала n), поэтому можно теоретически определить значения $\bar{n}$, $\bar{n}_{тн}$, $\bar{n}_{н}$, Eu_1, Eu_2, $\bar{n}_0$, $\Delta\bar{p}_1$, $\Delta\bar{p}_0$, a [34] и сравнить их с экспериментальными характеристиками, изображенными на рис. 7, 8, 13, 14 и 12. Это сравнение даст возможность уточнить расчет в тех случаях, где имеются расхождения между данными расчета и эксперимента. При наличии такого материала можно выполнить приближенный расчет характеристик новой машины.

Очевидно, что основным показателем эффективности работы машины является значение полного к. п. д. при заданных значениях n и Δp.

Формулы для определения максимального значения полного к. п. д. машины имеют вид [34]:

при $\Delta p = \mathrm{const}$ режим генератора

$$(\eta_{nг})_{\max} = \frac{[(\bar{n}_г)_{опт} - \bar{n}_{тн})\,\bar{n}_к]\,\{1 - Eu_1\,[(\bar{n}_г)_{опт} - \bar{n}_{тн}]^2\}}{(\bar{n}_г)\,[\bar{n}_к + \bar{n}_0 + (\bar{n}_г)_{опт}]}, \qquad (393)$$

режим двигателя

$$(\eta_{nд})_{\max} = \frac{(\bar{n}_д)_{опт}\,[\bar{n}_к - (\bar{n}_д)_{опт}]}{[(\bar{n}_д)_{опт} + \bar{n}_{тн}]\,(\bar{n}_к + \bar{n}_0)\,\{1 + Eu_1\,[(\bar{n}_г)_{опт} + \bar{n}_{тн}]^2\}},$$

где

$$(\bar{n}_г)_{опт} = \bar{n}_{тн} + \sqrt{\bar{n}_{тн}^2 + \bar{n}_{тн}\,(\bar{n}_к + \bar{n}_0)}; \qquad (394)$$

$$(\bar{n}_д)_{опт} = \sqrt{\bar{n}_{тн}^2 + \bar{n}_{тн}\bar{n}_к} - \bar{n}_{тн}; \qquad (395)$$

$$\xi = \frac{\Omega}{\psi + \bar{M}\,(0)}; \quad \Omega = \frac{2\pi M\,(p)}{q_T};$$

$$\psi = \frac{M_\omega}{M_{1\,ном}}\,\bar{n}\,\exp\,(h\bar{n} - k\bar{n}^2)$$

$$Eu_1 = \frac{\gamma n_{ном}^2 q_T^3}{2g\Delta p_1}\left(\frac{\zeta_{вх}}{F_{вх}^2} + \frac{\zeta_{вых}}{F_{вых}^2}\right); \qquad (396)$$

при $n = \mathrm{const}$

$$(\overline{\Delta p}_{1г})_{опт} = \left(\frac{\overline{\Delta p}_{0г}}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}}$$

$$(\overline{\Delta p}_{1д})_{опт} = \left(\frac{\overline{\Delta p}_{0д}}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}}; \qquad (397)$$

режим генератора

$$(\eta_{nг})_{\max} = \frac{(1-\xi\,\overline{\Delta p}_{0г})\left[1-a\left(\frac{\overline{\Delta p}_{0г}}{ab}\right)^{\frac{b}{b+1}}\right]\times\left\{\left(\frac{\overline{\Delta p}_{0г}}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}} - \mathrm{Eu}_2\left[1-a\left(\frac{\overline{\Delta p}_{0г}}{ab}\right)^{\frac{b}{b+1}}\right]\right\}^2}{\left(\frac{\overline{\Delta p}_{0г}}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}} + \overline{\Delta p}_{0г}}, \quad (398)$$

режим двигателя

$$(\eta_{nд})_{\max} = \frac{\left[1-a\left(\frac{\overline{\Delta p}_{0д}}{ab}\right)^{\frac{b}{b+1}}\right]\left[\left(\frac{\overline{\Delta p}_{0д}}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}} - \overline{\Delta p}_{0д}\right]}{(1+\xi\,\overline{\Delta p}_{0д})\left\{\left(\frac{\overline{\Delta p}_{0д}}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}} + \frac{\mathrm{Eu}_2}{\left[1-a\left(\frac{\overline{\Delta p}_{0д}}{ab}\right)^{\frac{b}{b+1}}\right]^2}\right\}}. \quad (399)$$

$$\mathrm{Eu}_2 = \frac{\gamma Q_T^2}{2g\Delta p_{1н}}\left(\frac{\zeta_{вх}}{F_{вх}^2} + \frac{\zeta_{вых}}{F_{вых}^2}\right). \quad (400)$$

Значения объемного, механического, гидравлического и полного к. п. д. машины также можно выразить через безразмерные величины [34]:

объемный к. п. д. при $\Delta p = \mathrm{const}$

$$\eta_{0г} = \frac{\bar{n} - \bar{n}_{тн}}{\bar{n}}, \quad (401)$$

$$\eta_{0д} = \frac{\bar{n}}{\bar{n} + \bar{n}_{тн}}, \quad (402)$$

при $n = \mathrm{const}$

$$\eta_{0г} = \left[1 - a\,(\overline{\Delta p}_{1г})^b\right], \quad (403)$$

$$\eta_{0д} = \left[1 - a\,(\overline{\Delta p}_{1д})^b\right]; \quad (404)$$

механический к. п. д. при $\Delta p = \mathrm{const}$

$$\eta_{мг} = \frac{\bar{n}_к}{\bar{n}_к + \bar{n}_0 + \bar{n}}, \quad (405)$$

$$\eta_{мд} = \frac{\bar{n}_к - \bar{n}}{\bar{n}_к + \bar{n}_0}, \quad (406)$$

при $n=\text{const}$

$$\eta_{мг}=\frac{\overline{\Delta p_1}}{(\overline{\Delta p_1}+\overline{\Delta p_0})}\left(1-\xi\overline{\Delta p_0}\right), \tag{407}$$

$$\eta_{мд}=\frac{\overline{\Delta p_1}-\overline{\Delta p_0}}{\overline{\Delta p_1}\,(1+\xi\overline{\Delta p_0})}; \tag{408}$$

гидравлический к. п. д. при $\Delta p=\text{const}$

$$\eta_{гг}=1-\mathrm{Eu}_1\,(\overline{n}-\overline{n}_{тн})^2, \tag{409}$$

$$\eta_{гд}=\left[1+\mathrm{Eu}_1\,(\overline{n}+\overline{n}_{тн})^2\right]^{-1}, \tag{410}$$

при $n=\text{const}$

$$\eta_{гг}=1-\frac{\mathrm{Eu}_2}{\overline{\Delta p_1}}\left[1-a\,(\overline{\Delta p_1})^b\right]^2, \tag{411}$$

$$\eta_{гд}=\left[1+\frac{\mathrm{Eu}_2}{\overline{\Delta p_1}}\,\frac{1}{[1-a\,(\overline{\Delta p_1})^b]^2}\right]^{-1}; \tag{412}$$

полный к. п. д. при $\Delta p=\text{const}$

$$\eta_{пг}=\frac{(\overline{n}-\overline{n}_{тн})}{\overline{n}}\,\frac{\overline{n}_к\,[1-\mathrm{Eu}_1\,(\overline{n}-n_{тн})^2]}{(\overline{n}_к+\overline{n}_0+\overline{n})}, \tag{413}$$

$$\eta_{пд}=\frac{\overline{n}}{(\overline{n}+\overline{n}_{тн})}\,\frac{(\overline{n}_к-\overline{n})}{(\overline{n}_к+\overline{n}_0)}\,\frac{1}{[1+\mathrm{Eu}_1\,(\overline{n}+\overline{n}_{тн})^2]}, \tag{414}$$

при $n=\text{const}$

$$\eta_{пг}=\frac{\{\overline{\Delta p}-\mathrm{Eu}_2\,[1-a\,(\overline{\Delta p_1})^b]^2\}\,(1-\xi\overline{\Delta p_0})\,[1-a\,(\overline{\Delta p_1})^b]}{(\overline{\Delta p_1}+\overline{\Delta p_0})}, \tag{415}$$

$$\eta_{пд}=\frac{(\overline{\Delta p_1}-\overline{\Delta p_0})\,[1-a\,(\overline{\Delta p_1})^b]}{(1+\xi\overline{\Delta p_0})\,\{\overline{\Delta p_1}+\mathrm{Eu}_2\,[1-a\,(\overline{\Delta p_1})^b]^{-2}\}}. \tag{416}$$

В табл. 8 указаны значения постоянных, входящих в эти формулы.

В формулы (396) и (400) входят средние за первую и третью фазу цикла условные коэффициенты гидравлических потерь $\zeta_{вх}$ и $\zeta_{вых}$ во входной и выходной полостях машины. Эти коэффициенты являются функцией числа Рейнольдса, т. е.

$$\zeta_{вх}=K_{вх}\,(\mathrm{Re})_{вх}^{-m_1} \tag{417}$$

и

$$\zeta_{вых}=K_{вых}\,(\mathrm{Re})_{вых}^{-m_2}; \tag{418}$$

Таблица 8

Параметры	Шестеренные машины	Винтовые машины
a	0,03—0,1	0,05—0,15
b	3—4	1—2
$\bar{n}_{тн}$	$a\,(\overline{\Delta p_1})^{в}$	
h	0,02—0,04	
k	$3\cdot 10^{-3}$—$1{,}2\cdot 10^{-2}$	
Ω	0,04—0,2	0,05—0,3
Λ	$\overline{M}_{\omega}\cdot 2\pi n_{ном}\mu\ (\Delta p_{ном})^{-1}$	
$\overline{M}_0$	$0{,}5\cdot 10^{-2}$—$1{,}5\cdot 10^{-2}$	$1\cdot 10^{-3}$—$3\cdot 10^{-3}$
$\overline{M}_{\omega}$	$6\cdot 10^{4}$—$20\cdot 10^{4}$	$1\cdot 10^{4}$—$4\cdot 10^{4}$
$(\bar{n}_{к})_{г}$	$(\overline{\Delta p_1})_{г}\,[\Lambda \exp(h-k)]^{-1}$	
$\bar{n}_0$	$[\overline{M}_0+\varepsilon]\,[\Lambda \exp(h-k)]^{-1}$	
ψ	$\Lambda \bar{n} \exp(h\bar{n}-k\bar{n}^2)$	
$(\bar{n}_{к})_{д}$	$(\overline{\Delta p_1})_{д}\,[\Lambda \exp[h-k)]^{-1}-\bar{n}_0$	
$(\overline{\Delta p_0})_{г}$	$[\overline{M}_0+\psi]\,(1+\Omega)^{-1}$	
ε	$\Omega\overline{\Delta p_1}$	
$(\overline{\Delta p_0})_{д}$	$[\overline{M}_0+\psi]\,(1-\Omega)^{-1}$	

при этом число Рейнольдса подсчитывается по формулам:

$$(\mathrm{Re})_{вх} = \frac{(v_{\min})_1 D_{г1}}{\nu_1}, \tag{419}$$

$$(\mathrm{Re})_{вых} = \frac{(v_{\min})_2 D_{г2}}{\nu_2}, \tag{420}$$

где $D_{г1}$, $D_{г2}$ — средние за первую и третью фазы цикла гидравлические диаметры поперечного сечения рабочего органа машины во входной и выходной полостях;

$(v_{\min})_1$ и $(v_{\min})_2$ — средние за первую и третью фазы цикла скорости в сечении с минимальным давлением.

Значения m_1 и m_2, $K_{вх}$ и $K_{вых}$, в зависимости от конструктивного выполнения входной и выходной полостей машины, соответственно равны 0,40—0,75 и 250—400.

Значения гидравлического диаметра для трехвинтовых машин с циклоидальным зацеплением определяются формулой (237).

Для шестеренных машин

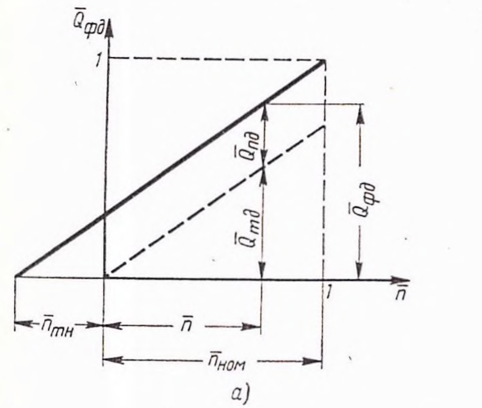
$$D_{г1} = 4F_1/П_1; \quad D_{г2} = 4F_2/П_2, \tag{421}$$

где F_1 и F_2 — средние за первую и третью фазу цикла площади поперечного сечения изменяемого рабочего органа машины, заполненного рабочей жидкостью, соответственно для входной и выходной полостей;

$П_1$ и $П_2$ — средние за первую и третью фазу цикла периметры поперечного сечения рабочего органа машины, заполненного рабочей жидкостью, соответственно для входной и выходной полостей.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО И ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЙ ЧИСЛА ОБОРОТОВ ВАЛА

Двигательный режим. Из рис. 40 видно, что при подаче во входную полость машины количества жидкости $Q_n = q_m n_{\min} = Q_m \overline{n}_{\min}$, необходимого для получения числа оборотов $n_{\min} = \dfrac{Q_n}{q_т}$, вал машины, нагруженный моментом $\overline{M}_д$ (см. рис. 11, *б*, отрезок *Oa*), остается неподвижным, так как количество жидкости Q_n пойдет на покрытие объемных потерь



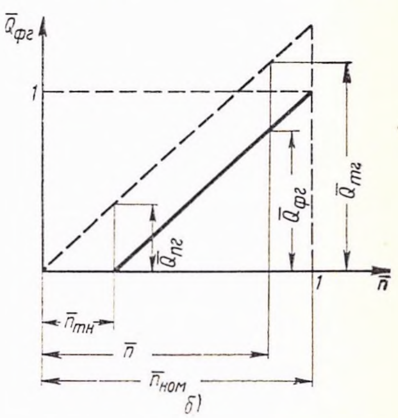


Рис. 40. Зависимость расхода рабочей жидкости от числа оборотов выходного вала при Δp=const, q_T =const, μ_1=const, ρ_1=const:
а — двигательный режим; *б* — генераторный режим

жидкости. При дальнейшем увеличении расхода число оборотов вала машины, работающей на двигательном режиме, будет устойчивым только начиная с числа оборотов, $n_{уст}$, соответст-

вующего точке b на рис. 11, *б*. На режиме $n<n_{уст}$ периодически повторяются вращения и остановки выходного вала машины [36].

Предположим, что участок объемного гидропривода состоит из двух машин, первая из которых работает на генераторном режиме, а вторая — на двигательном. Обе машины соединены между собой трубопроводом.

Объемный расход генератора $q_г$ за один оборот вала изменяется в пределах от 0 до $(q_г)_{\max}$. Расход двигателя остается постоянным. При вращении генератора с числом оборотов $n_г$ его теоретическая производительность $Q_г=n_г q_г$, а фактическая $Q_{гф}=Q_г\ \eta_{0г}$ где $\eta_{0г}$ — объемный к. п. д. генератора.

Объем жидкости, находящейся под давлением на рассматриваемом участке гидропривода,

$$V=V_г+V_д+V_т, \qquad (422)$$

где $V_г$. $V_д$ и $V_т$ — объемы жидкости в выходной полости генератора, во входной полости двигателя и в трубопроводе, соединяющим выходную полость генератора с входной полостью двигателя.

Пусть жидкость, находящаяся в объеме V, характеризуется приведенным модулем упругости $E_{пр}$, учитывающим сжимаемость находящихся в этом объеме паров и газов, а также деформации генератора, двигателя и трубопровода [5]. Тогда давление во входной полости двигателя за время t^* сначала нарастания в ней давления до начала вращения вала двигателя возрастает на величину

$$\Delta p^*=\frac{E_{пр}}{V}Q_{гф}t^*\eta_{0д}, \qquad (423)$$

где $\eta_{0д}$ — объемный к. п. д. двигателя.

Изменение давления во входной полости при начавшем вращение вала двигателя равно

$$\Delta p=\frac{\pi M(0)_{cm}\ (2-\overline{V})}{q_д(1-\overline{V})}+\frac{E_{пр}}{V}\left[Q_г\eta_{0г}\eta_{0д}t-\frac{q_д\varphi(1-\overline{V})}{\pi(2-\overline{V})}\right], \qquad (424)$$

где $M(0)_{cm}$ — потери крутящего момента, зависящие от статического трения (отрезок Oa на вертикальной оси, рис. 11, *б*);

$\overline{V}$ — коэффициент неравномерности расхода [34];

t — время с момента начала вращения вала двигателя;

φ — угол поворота вала двигателя.

Рассмотрим работу двигателя на холостом ходу. Уравнение вращения вала двигателя в этом случае

$$J\ddot{\varphi}+M(0)+M(w)\overline{n}\exp\left(h\overline{n}-k\overline{n}^2\right)+M(p)\Delta p=\frac{\Delta p q_д(1-\overline{V})}{\pi(2-\overline{V})}, \qquad (425)$$

где J — момент инерции вращающихся частей двигателя;

$M(0)$ — составляющая момента трения при нулевой полезной нагрузке двигателя [34]; $M(0) < M(0)_{cm}$;

$M(\omega)\bar{n}\exp(h\bar{n} - k\bar{n}^2)$ — составляющая момента трения двигателя, зависящая от числа оборотов выходного вала [34];

$\bar{n} = \frac{\varphi}{2\pi n_{ном}}$;

$n_{ном}$ — номинальное число оборотов двигателя;

h, k — постоянные, зависящие от типа и конструктивного исполнения двигателя;

$M(p)\Delta p$ — составляющая момента трения, зависящая от давления [34].

Примем $M(\omega)\exp(h\bar{n} - k\bar{n}^2) \approx \text{const}$; тогда уравнение (425) можно записать в виде

$$\ddot{\varphi} + 2A_1\dot{\varphi} + A_2^2\varphi = \frac{1}{J}(A_3 + A_4 t), \tag{426}$$

где

$$A_1 = \frac{M(\omega)\exp(h\bar{n} - k\bar{n}^2)}{4\pi J n_{ном}};$$

$$A_2^2 = \frac{E_{np}q_\partial(1 - \bar{V})}{\pi V J(2 - \bar{V})}\left[\frac{q_\partial(1 - \bar{V})}{\pi(2 - \bar{V})} - M(p)\right];$$

$$A_3 = M(0)_{cm}\frac{\pi(2 - \bar{V})}{q_\partial(1 - \bar{V})}\left[\frac{q_\partial(1 - \bar{V})}{\pi(2 - \bar{V})} - M(p)\right] - M(0);$$

$$A_4 = \frac{E_{np}}{V}Q_m\eta_{0г}\eta_{0\partial}\left[\frac{q_\partial(1 - \bar{V})}{\pi(2 - \bar{V})} - M(p)\right].$$

У коловратных машин $A_1 < A_2$, поэтому характеристическое уравнение, соответствующее однородному уравнению левой части уравнения (426), будем иметь комплексные корни.

Общее решение уравнения (426):

$$\varphi = \exp(-A_1 t)\left[-A_5\cos\left(\sqrt{A_2^2 - A_1^2}\,t\right) + A_6\sin\left(\sqrt{A_2^2 - A_1^2}\,t\right)\right] + \dot{\varphi}_1 t + A_5, \tag{427}$$

где

$$A_5 = \frac{A_3}{JA_2^2} - \frac{2A_1A_4}{JA_2^4};$$

$$A_6 = \left[JA_2^2\sqrt{A_2^2 - A_1^2}\right]^{-1}\left[\frac{2A_1^2A_4}{A_2^2} - A_1A_3 - A_4\right];\quad \dot{\varphi}_1 = \frac{A_4}{JA_2^2}.$$

Угловую скорость двигателя определим дифференцированием уравнения (427):

$$\dot{\varphi} = \exp(-A_1t)\left[-\dot{\varphi}_1\cos\left(\sqrt{A_2^2 - A_1^2}t\right) + \left(A_5\sqrt{A_2^2 - A_1^2} - A_1A_6\right)\times\right.$$
$$\left.\times\sin\left(\sqrt{A_2^2 - A_1^2}t\right)\right] + \dot{\varphi}_1. \tag{428}$$

Первый член правой части уравнения (428) представляет собой затухающие колебания около прямой $\dot{\varphi}_1$, характеризующей величину установившейся угловой скорости вала двигателя. Этой угловой скорости соответствует число оборотов вала двигателя

$$n_\partial = \frac{\dot{\varphi}_1}{2\pi}. \tag{429}$$

Подставив выражение (427) в уравнение (424), получим изменение перепада давлений при вращающемся вале двигателя:

$$\Delta p = J\left[\frac{q_\partial(1-\overline{V})}{\pi(2-\overline{V})} - M(p)\right]^{-1}\left\{\frac{M(0)}{J} - A_2^2\exp(-A_1t)\left[A_6\times\right.\right.$$
$$\left.\left.\times\sin\left(\sqrt{A_2^2 - A_1^2}t\right) - A_5\cos\left(\sqrt{A_2^2 - A_1^2}t\right)\right] + 2A_1\dot{\varphi}_1\right\}. \tag{430}$$

Для устойчивой работы двигателя необходимо, чтобы минимальное значение $\dot{\varphi}$ не было равно нулю. Если это условие не будет выполнено, тогда вал двигателя, начав вращение, через отрезок времени t_1 остановится; после этого давление жидкости в трубопроводе и входной полости двигателя повысится за счет работы генератора. Сначала этого давления будет недостаточно для преодоления момента статического трения двигателя $M(0)_{cm}$, когда же давление достигнет величины, достаточной для преодоления $M(0)_{cm}$, вал двигателя начнет вновь вращаться. Такой процесс остановки и пуска двигателя будет повторяться до тех пор, пока число оборотов его вала n_∂ не превысит некоторую критическую величину $n_{кр}$, определенную из указанного выше условия устойчивой работы, т. е. $(\dot{\varphi})_{\min} > 0$. Таким образом, устойчивая работа двигателя возможна лишь при $n_\partial > n_{кр}$.

Величину $n_{кр}$ можно определить, предположив, что в момент времени t_1 угловая скорость и угловое ускорение вала двигателя будут равны нулю:

$$\dot{\varphi} = 0; \quad \ddot{\varphi} = 0, \tag{431}$$

причем

$$\pi < t_1 \sqrt{A_2^2 - A_1^2} < 2\pi. \tag{432}$$

На основании выражений (428) и (429) получим

$$n_{кр} = \frac{1}{2\pi} \left(A_1 A_6 - A_5 \sqrt{A_2^2 - A_1^2}\right) (A_2^2 - A_1^2)^{0,5} A_1^{-1}. \tag{433}$$

Уравнение вращения вала двигателя, имеющего нагрузку, можно представить в виде

$$(J + J_н)\ddot{\varphi} + M(0) + M(\omega)\,\overline{n}\exp(h\overline{n} - k\overline{n}^2) + M(p)\,\Delta p + M_н = \\ = \frac{\Delta p q_д (1 - \overline{V})}{\pi (2 - \overline{V})}, \tag{434}$$

где $J_н$ — момент инерции нагрузки, приведенный к выходному валу двигателя;

$_н$ — момент полезной нагрузки, приведенный к выходному валу двигателя.

По аналогии с предыдущим уравнение (434) можно записать:

$$\ddot{\varphi} + 2A_1^* + (A_2^*)^2 \varphi = \frac{A_3^* + A_4 t}{J + J_н}, \tag{435}$$

где A_1^* и A_2^* — коэффициенты, значения которых отличаются от A_1 и A_2 лишь тем, что в них вместо момента инерции J подставлен суммарный момент инерции $(J + J_н)$ вращающихся деталей двигателя и нагрузки;

$$A_3^* = M(0)_{ст}^* \frac{\pi (2 - \overline{V})}{q_д (1 - \overline{V})} \left[\frac{q_д (1 - \overline{V})}{\pi (2 - \overline{V})} - M(p)\right] - M(0) - M_н, \tag{436}$$

где $M(0)_{ст}^*$ — потери крутящего момента в двигателе, имеющем полезную нагрузку на валу $M_н$, зависящие от статического трения.

Общее решение уравнения (435):

$$\varphi = \exp(-A_1^* t)\left[- A_5^* \cos\left(\sqrt{(A_2^*)^2 - (A_1^*)^2}\, t\right) + \\ + A_6^* \sin\left(\sqrt{(A_2^*)^2 - (A_1^*)^2}\, t\right)\right] + \dot{\varphi}_2 t + A_5^*, \tag{437}$$

где

$$A_5^* = \frac{A_3^*}{(J + J_н)\left(A_2^*\right)^2} - \frac{2A_1^* A_4}{(J + J_н)\, A_2^*}; \qquad (438)$$

$$A_6^* = \left[(J + J_н)\left(A_2^*\right)^2 \sqrt{\left(A_2^*\right)^2 - \left(A_1^*\right)^2}\right]^{-1} \times$$
$$\times \left[\frac{2\left(A_1^*\right)^2 A_4}{\left(A_2^*\right)^2} - A_1^* A_3^* - A_4\right]; \qquad (439)$$

$$\dot{\varphi}_2 = A_3^* \left[(J + J_н)\,\left(A_2^*\right)^2\right]^{-1}. \qquad (440)$$

По аналогии с предыдущим получим угловую скорость двигателя:

$$\dot{\varphi} = \exp\left(-A_1^* t\right)\left[-\dot{\varphi}_2 \cos\left(\sqrt{\left(A_2^*\right)^2 - \left(A_1^*\right)^2}\, t\right) + \left(-A_6^* A_1^* +\right.\right.$$
$$\left.\left. + A_5^* \sqrt{\left(A_2^*\right)^2 - \left(A_1^*\right)^2}\right) \sin\left(\sqrt{\left(A_2^*\right)^2 - \left(A_1^*\right)^2}\, t\right)\right] + \dot{\varphi}_2. \qquad (441)$$

Изменение перепада давления при вращении вала двигателя

$$\Delta p = (J + J_н)\,\left[\frac{q_д\,(1 - \overline{V})}{\pi\,(2 - \overline{V})} - M\,(p)\right]^{-1} \left\{\frac{M\,(0)^*}{J + J_н} - \left(A_2^*\right)^2 \exp\left(-A_1^* t\right) \times\right.$$
$$\times \left[-A_5^* \cos\left(\sqrt{\left(A_2^*\right)^2 - \left(A_1^*\right)^2}\, t\right) + A_6^* \times\right.$$
$$\left.\left. \times \sin\left(\sqrt{\left(A_2^*\right)^2 - \left(A_1^*\right)^2}\, t\right)\right] + A_1^* \dot{\varphi}_2\right\}. \qquad (442)$$

Критическое число оборотов вала двигателя, имеющего нагрузку,

$$n_{кр} = \frac{1}{2\pi}\left\{A_1^* A_6^* - A_5^* \sqrt{\left(A_2^*\right)^2 - \left(A_1^*\right)^2}\, \left[\left(A_2^*\right)^2 -\right.\right.$$
$$\left.\left. - \left(A_1^*\right)^2\right]^{0,5} A_1^{*\,-1}\right\}. \qquad (443)$$

Генераторный режим. При работе на генераторном режиме (см. рис. 13, *в*) полный к. п. д. машины равен нулю при числе оборотов вала $n_{\min}$.

У большинства коловратных машин при работе на режиме генератора канализация внутренних перетечек осуществляется во входную полость, поэтому при числе оборотов $n_{\min}$ фактический расход рабочей жидкости $Q_{фг}$ может отсутствовать.

Уравнение теплового баланса [34] при $\overline{n}_{\min}$ принимает вид

$$\psi\,(\overline{T}_{вых} - 1) + \varphi\,(\overline{T}^4_{вых} - 1) = \overline{n}_{\min}\,(\overline{\Delta M} + \overline{\Delta M}_г) + \overline{n}_{\min}\,\overline{\Delta p}. \qquad (444)$$

Найденная из этого уравнения температура $\overline{T}_{вых}$ превышает температуру кипения рабочей жидкости при давлении, создающемся во входной полости, и, как выяснено в работе [34], на этом режиме возрастает тепловой поток q_2 от поверхности машины к окружающей среде.

Кипение рабочей жидкости при давлении во входной полости приводит к тому, что объем изменяемой полости в первой фазе цикла заполняется частично парами. Во второй и третьей фазах цикла с изменением давления от p_1 до p_2 (см. рис. 9) происходит быстрое исчезновение паров за счет их конденсации. Таким образом, при кипении рабочей жидкости в первой фазе цикла происходит уменьшение расхода на величину, занимаемую парами рабочей жидкости, т. е. резко возрастает величина $Q_н$ [см. формулу (194)]. Поэтому на режиме $n_{\min}$ компенсация внутренних перетечек, равных $Q_n = q_т n_{\min}$, осуществляется за счет жидкости, находящейся в выходной магистрали, что приводит к падению давления p_2, поддерживаемого в гидросистеме. Эти результаты полностью подтверждаются экспериментальными исследованиями [30, 34, 32, 31].

Величина $n_{\min}$ зависит, как выяснено в работе [34], от расхода Q_n, который является функцией перепада давления и зазоров между деталями рабочего органа, природы рабочей жидкости и ее температуры.

При работе зазоры между деталями рабочего органа увеличиваются вследствие износа и деформаций, что приводит к увеличению Q_n и, следовательно, к увеличению числа оборотов $n_{\min}$. Таким образом, устойчивая работа машины на генераторном режиме при числе оборотов $n_{\min}$ может быть достигнута только в том случае, когда температура рабочей жидкости в выходной полости $T_{вых}$ будет ниже температуры кипения при давлении, поддерживающемся в первой фазе цикла.

Уменьшить температуру $T_{вых}$ можно отводом количества жидкости Q_n по отдельной магистрали в расходный бак гидросистемы или разместив машину непосредственно в расходном баке. В первом случае тепло, выделяемое машиной, отводится с жидкостью Q_n. Во втором случае улучшается охлаждение наружной поверхности машины и увеличиваются потери тепла через входную полость.

Минимальное число оборотов $n'_{\min}$, при котором обеспечивается принудительный конвективный отвод тепла от машины за счет перекачивания через нее минимального количества рабочей жидкости, достаточного для предотвращения ее кипения [34],

$$\bar{n}'_{\min} = \frac{\beta \bar{n}_{\min} (\delta \bar{T}_{кип} - 1) \left[1 - \exp\left(- \frac{\Phi}{\bar{n}'_{\min} - \bar{n}_{\min}} \right) \right] - \psi (\delta \bar{T}_{кип} - 1) + \varphi (\delta^4 \bar{T}^4_{кип} - 1) + \bar{n}_{\min} \Delta \bar{p}}{\beta (\delta \bar{T}_{кип} - 1) \left[1 - \exp\left(\frac{-\Phi}{\bar{n}'_{\min} - \bar{n}_{\min}} \right) \right] - \Delta \bar{M} - \Delta \bar{M}_г} \geqslant$$

$$\geqslant 1{,}3 \bar{n}_{\min}, \qquad (445)$$

где

$$\delta < 1; \quad \beta = \frac{\gamma c J T_{cp}}{p_{ном}}; \quad \overline{T}_{кип} = \frac{T_{кип}}{T_{cp}};$$

$$\varphi = \frac{F\varepsilon E T_{cp}^4}{N_{ном} \cdot 10^8}; \quad \Delta M = \frac{\Delta M}{M_1};$$

$$\psi = \frac{T_{cp} F \alpha_1 J}{N_{ном}}; \quad \overline{\Delta M}_г = \frac{\Delta M_г}{M_г};$$

$$\Phi = \frac{1}{n_{ном} \gamma c q_m} \sum_{i=1}^{f} \alpha_i \Pi_i L_i; \qquad (446)$$

α_i — коэффициент теплообмена между наружной поверхностью и внешней средой на i-м участке гидравлической системы;

Π_i и L_i — соответственно периметр поперечного сечения и длина i-го участка гидравлической системы;

f — количество участков гидравлической системы;

T_{cp} — температура внешней среды;

α_1 — коэффициент теплообмена между наружной поверхностью машины и внешней средой;

ε — степень черноты наружной поверхности машины;

E — коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Оптимальная скорость вращения вала определяется из условия получения при $\overline{\Delta p_1} = \text{const}$ максимального значения полного к. п. д. машины.

Значения оптимальной скорости приведены выше.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО И ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЙ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Более низкий предел максимального перепада давлений имеет место при работе машины на генераторном режиме. Максимальное давление в этом случае определяется не прочностными характеристиками машины, а отклонениями от нормального теплового режима. При давлении выше максимального допустимого начинается колебание давления в выходной магистрали, резко увеличивается температура корпуса и значительно уменьшается фактический расход рабочей жидкости.

Из расходной характеристики (рис. 8) видно, что у кривой *cd* фактического расхода $Q_{фг}$, имеющей постоянный угол наклона к горизонтали, при перепаде давления Δp выше определенного предела угол наклона начинает резко увеличиваться. Этот переход наиболее заметен у машин с автоматической компенсацией зазоров между деталями рабочего органа. У этих машин

при правильном выполнении компенсационных устройств до давления $(\Delta p)_{\max}$ кривые cd не имеют отклонений от горизонтали и лишь при $\Delta p > (\Delta p)_{\max}$ начинают отклоняться.

Отклонение кривой cd от горизонтали вызывается, как известно, перетечками жидкости Q_y из полостей с высоким давлением в полости низкого давления и неполным заполнением рабочих камер в первой фазе цикла $(Q_н)$. Величины Q_y и $Q_н$ определены в работе [34]. Общая величина объемных потерь

$$Q_п = Q_y + Q_н. \tag{447}$$

Потери $Q_н$ резко возрастают при перепаде давления $\Delta p > (\Delta p)_{\max}$, так как при этом некоторые детали изменяемых полостей разогреваются до температуры, превышающей температуру насыщения жидкости при минимальном давлении внутри машины.

При работе на режиме генератора такое давление будет во входной полости (см. рис. 9). В этом случае на стенках входной полости возникнет поверхностное кипение жидкости. Образовавшиеся паровые пузыри конденсируются в относительно холодной основной массе жидкости, но при этом возникает большее сопротивление, чем при течении однородной жидкости. При $\overline{\Delta p_1} \leqslant 1$ значение $Q_н = Q_{н2} = \mathrm{const}$, и лишь при $\overline{\Delta p_1} > 1$ появляется составляющая $Q_{н1}$, за счет которой увеличивается значение $Q_н$ и, как следует из формулы (276), уменьшается значение $Q_{фг}$ (см. рис. 16).

На генераторном режиме максимальный перепад давления, при котором машина еще работает устойчиво, определяется по формуле [34]

$$\Delta p_{\max} = \frac{\dfrac{J\gamma r A_{\max}}{p_{ном}} - M(0) - \psi}{\Omega + \dfrac{\overline{n}_{тн}}{\overline{n}}}, \tag{448}$$

где

$$A_{\max} = \frac{2\pi}{Jr\gamma_n q_m}\left[M_1 + \Delta M_г + M(p)\,\Delta p_{\max} + M_0 + M(\omega)\,\overline{n}\exp \times \right.$$
$$\left. \times\,(h\overline{n} - k\overline{n}^2)\right];$$

r — скрытая теплота парообразования;

γ_n — удельный вес паровой фазы рабочей жидкости при давлении в рабочей камере во время ее заполнения.

Оптимальный перепад давления в машине определяется из условия получения при заданном числе оборотов вала максимального значения полного к. п. д. машины.

Значения оптимального перепада давления определяются формулой [34]

$$(\overline{\Delta p}_1)_{опт} \approx \left(\frac{\overline{\Delta p}_0}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}}. \tag{449}$$

АНАЛИЗ РАЗМЕЩЕНИЯ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ. ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО ВАРИАНТА

Размещение основных деталей машины должно быть подчинено основному правилу: уменьшению поверхностей, на которые действуют высокие давления рабочей жидкости при сохранении герметичности полостей высокого давления.

Например, из шестеренных машин, изображенных на рис. 2, 24, 28, 32, 33, машина на рис. 24 имеет наибольшую поверхность, находящуюся под высоким давлением, а машины на рис. 32 и 33 — наименьшую. Часть поверхности деталей, уплотняющих торцовые зазоры у этих машин, разгружена от воздействия высокого давления.

Такую же разгрузку имеют машины, изображенные на рис. 2 и 39.

У машин, изображенных на рис. 2, 24, 28, 32 и 39, корпус в области расположения шестерен подвергается воздействию высоких давлений в зоне входной полости (при работе на режиме двигателя) или выходной полости (при работе на режиме генератора) и в уплотнительной зоне между входной и выходной полостями. Поэтому для уменьшения деформации от воздействия высокого давления увеличивают толщину стенок корпуса, вводят ребра жесткости и т. д.

У машины на рис. 5 уплотнительная зона сведена к минимуму и равна расстоянию между двумя соседними зубьями шестерен. Достигается это за счет двух узких пазов в колодцах корпуса, которые выходят в полость низкого давления.

В связи с уменьшением уплотнительной зоны в машине предусмотрены конструктивные изменения для снижения перетечек рабочей жидкости из полости высокого давления:

а) уменьшена высота полости высокого давления в 4 раза по сравнению с полостью низкого давления;

б) площадь, уплотняющая торцовые зазоры, сведена к минимуму в центральной части подшипника; эта площадь по своей внешней границе уплотняется резиновым кольцом круглого сечения, размещенным в специальном фигурном пазе, выполненном в подшипнике; жидкость к этой площади подается из полости высокого давления;

в) в подшипниках имеются камеры, уплотняемые поршнями, в которые подается жидкость из полости высокого давления; с помощью этих камер подшипники отжимаются к полости высокого давления, уплотняя зазоры между подшипниками и корпусом;

г) в области низкого давления подшипники имеют прорези на всю длину, что делает их более гибкими и дает возможность поддерживать оптимальные зазоры между цапфами и подшипниками;

д) действия высокого давления на наружный диаметр подшипников ограничено узкой зоной, за которой следует прорезь, отводящая утечки жидкости.

В машине с шестернями внутреннего зацепления (см. рис. 6) торцовые зазоры между шестернями уплотняются специальными аксиальными фигурными поршнями лишь у полости высокого давления. Радиальный зазор между корпусом и шестерней внутреннего зацепления также уплотняется специальным поршнем, являющимся одновременно подшипником для этой шестерни. У этой машины обе корпусные детали практически разгружены от действия высокого давления и торцовое уплотнение шестерен также сведено к минимуму.

У винтовых машин для размещения винтов применяется специальная рубашка (см. рис. 27), которая крепится в корпусе машины. Эта рубашка одновременно является подшипником для винтов и уплотняющей зоной, отделяющей полости высокого и низкого давлений рабочей жидкости.

Часто ведущий винт имеет два подшипника. В этом случае рубашка для него является лишь уплотняющей зоной.

Основные условия для выбора рационального варианта размещения деталей следующие:

а) достаточная длина винтов, обеспечивающая герметичное отделение полости высокого от полости низкого давления (формулы для определения длины винтов даны выше);

б) свободный и плавный подвод жидкости к винтам с минимальными гидравлическими потерями;

в) правильная разгрузка винтов от осевых усилий;

г) прочность и достаточная жесткость конструкции;

д) удобство монтажа и обслуживания;

е) технологичность деталей;

ж) минимальная поверхность трения;

з) минимальная поверхность, подвергающаяся воздействию высокого давления.

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРЦОВОГО ЗАЗОРА

Система регулирования торцового зазора у шестеренных машин состоит из деталей, образующих несколько или одну замкнутую полость, в которую подводится жидкость под давлением, обеспечивающим надежное уплотнение торцовых зазоров на всех режимах работы машины.

Расчет площади поджима торцового зазора, производится по формулам, приведенным в гл. IV. Эти формулы учитывают дополнительные силы, возникающие при выдавливании жидкости из торцового зазора. При постоянной силе поджима торцовый зазор при выдавливании из него жидкости увеличивается, изменяется распределение давления жидкости в зазоре и, если сила

поджима недостаточна, то может произойти раскрытие торцового уплотнения. Для обеспечения герметичности замкнутая полость уплотняется резиновыми кольцами круглого сечения. Канал, по которому в замкнутую полость подводится жидкость под давлением, должен иметь достаточное сечение для того, чтобы время заполнения полости было небольшим (не более 0,005 *сек)*, так как иначе уплотнение может раскрыться. Чтобы предупредить раскрытие торцового уплотнения, ставят пружины либо резиновое уплотнительное кольцо, создающие начальное уплотнение торцового зазора.

Диаметр круглого резинового кольца выбирается из условий предварительного сжатия кольца при монтаже. По данным Т. М. Башты [5], наименьшее сжатие кольца $(\Delta d)_{\min}$, необходимое для обеспечения герметичности, определяется по формуле

$$(\Delta d)_{\min} = 0{,}04d + 0{,}07, \qquad (450)$$

где d — диаметр сечения кольца в *мм*.

Наибольшее сжатие кольца, по тем же данным,

$$(\Delta d)_{\max} = 0{,}086d + 0{,}14. \qquad (451)$$

Основной причиной разрушения и преждевременного выхода из строя колец является выдавливание их в зазор. Поэтому величина зазора строго ограничивается.

Допустимая величина зазора определяется формулой

$$s = \left[0{,}03 - \frac{2{,}25}{10^5}(\Delta p)^{0{,}4}\right] d, \qquad (452)$$

где Δp — перепад давлений в $н/м^2$, по обе стороны кольца.

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ РЕВЕРСИРОВАНИЯ

Сущность системы реверсирования состоит в том, чтобы обеспечить нормальную работу машины при прямом и обратном направлении вращения вала. При конструировании реверсивных машин необходимо изменить конструкцию опорных устройств у винтовых машин, ввести систему обратных клапанов и предусмотреть отвод утечек по отдельному трубопроводу. Расчет обратных клапанов и магистралей отвода утечек дан в гл. IV.

При отводе утечек по отдельному трубопроводу учитывают, что давление в полостях сбора утечек внутри машины при работе на генераторном режиме будет больше, чем в случае нереверсивной машины, когда канализация утечек осуществляется во входную полость.

У реверсивной машины камеры системы регулирования зазоров соединяются полостями разных давлений, в зависимости от направления вращения вала. Поэтому к системе регулирова-

ния зазоров таких машин предъявляются требования, сводящиеся: а) к обеспечению начального уплотнения регулируемого зазора за счет пружин или резиновых колец, предварительное поджатие которых при монтаже обеспечивает требуемое усилие уплотнения; б) к сокращению времени заполнения камер системы регулирования жидкостью высокого давления до 0,005 *сек;*

в) к уменьшению зазоров между деталями системы регулирования, уплотняемых резиновыми кольцами, так как последние в случае реверсирования работают при переменной нагрузке.

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИНЫ НА ВСЕМ ДИАПАЗОНЕ СКОРОСТЕЙ И ДАВЛЕНИЙ

В условиях эксплуатации коловратная машина лишь в редких случаях работает на постоянном режиме, близком к режиму максимального полного к. п. д. Обычно машины работают в широком диапазоне чисел оборотов n и перепадов давления Δp. Однако для сохранения работоспособности гидросистемы, одним из основных элементов которой является коловратная машина, число оборотов и перепад давления, должны поддерживаться в определенных пределах. Эти пределы были определены ранее, в гл. IV.

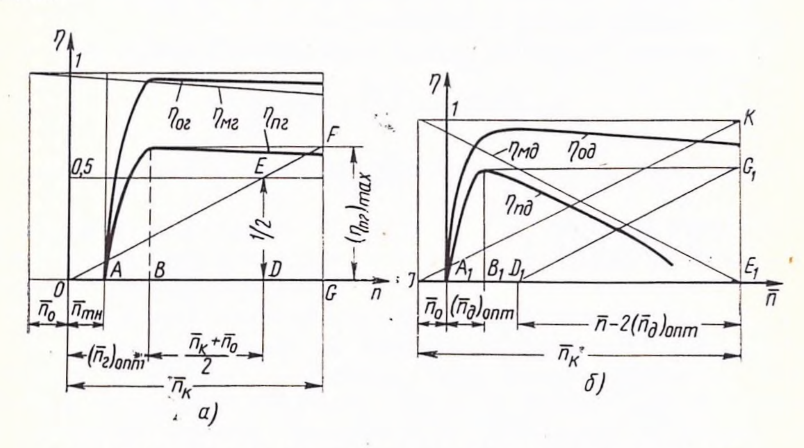


Рис. 41. К определению полного к. п. д. машины, работающей:
а — на генераторном режиме; *б* — на двигательном режиме

Рациональные режимы работы машины находятся, как это следует из рис. 41 (по числам оборотов), в области, начинающейся от точки $\bar{n}_{опт}$ вправо и по давлениям вправо и влево от точки $(\overline{\Delta p_1})_{опт}$, так как кривая полного к. п. д. при $\bar{n}=\text{const}$ не сразу резко падает вниз, как это условно показано на рис. 14 и 13, *в*, а имеет довольно большой участок незначительного

уменьшения по обе стороны от точки $(\overline{\Delta p})_{опт}$. Эти участки и используются для выбора нужных значений $\Delta p_{ном}$ и $n_{ном}$.

Для заданного диапазона скоростей и перепадов давления по расчетным данным строят характеристики машины:

а) расходную, которая будет подобна, изображенной на рис. 7, *а* и 8, *а*;

б) моментную, подобную изображенной на рис. 7, *б* и 8, *б*;

в) объемного к. п. д., подобную изображенной на рис. 13, *а* и 14, *а*;

г) гидромеханического к. п. д. (см. рис. 13, *а* и 12, *а*);

д) полного к. п. д. (см. рис. 14 и 13, *в*).

После изготовления опытного образца машины рекомендуется снять экспериментальные характеристики и уточнить конструктивные постоянные $M(0)$, $M(\omega)$, $M(p)$, a, b, h, k для данного конкретного типа машины.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ МАШИНЫ

Основные размеры машины определяют после того, как найдены $n_{ном}$ и $(\Delta p)_{ном}$ по методике, приведенной в предыдущем разделе.

Определим теоретический расход жидкости, вытесняемый за один оборот вала при заданном расходе рабочей жидкости:

$$q_т = \frac{Q_m}{n_{ном}}; \qquad (453)$$

для винтовой машины

$$q_т = F_{11}h, \qquad (454)$$

где F_{11} — площадь поперечного сечения рабочего органа, определяемая формулой (236);

h — шаг винта, определяемый формулой (313).

Следовательно,

$$q_т = \frac{1,24307 \cdot 10}{3} d_н^3 = 4,143 d_н^3. \qquad (455)$$

Для шестеренной машины внешнего зацепления Т. М. Башта [5] рекомендует формулу

$$q_т = 2\pi m^3 (z + 2\zeta) k_1, \qquad (456)$$

где $k_1 = \frac{b}{m}$ — коэффициент, выражающий соотношение между шириной шестерни и модулем.

По данным Т. М. Башты [5], $k_1 < 6$ при $\Delta p_1 > 40 \cdot 10^5$ *н/м*². Коэффициент коррекции $\zeta = 0,5$.

Формулу (456) можно использовать и для шестеренных машин внутреннего зацепления, но в этом случае величины $q_т$ и z будут относиться только к шестерне с внешним зубом.

Из формулы (455) можно найти диаметр начальных окружностей винтов $d_н$, а по формулам (309)—(313) определить основные размеры машины.

В зависимости от $(\Delta p)_{ном}$ по формулам утечек, приведенным в гл. III, находят число n замкнутых объемов, обеспечивающих заданную величину утечек, а по формуле (305) определяют длину уплотняемой рубашки.

Для шестеренной машины из формулы (456) находят модуль шестерен m (величинами z, ζ и k_1 задаются в соответствии с приводимыми выше рекомендациями). После этого по данным табл. 3 определяют все остальные размеры шестеренной машины. Для шестеренных машин внутреннего зацепления необходима проверка на отсутствие интерференции по формулам, приведенным в табл. 3.

ВОПРОСЫ ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ

Выход из строя коловратной машины наносит материальный ущерб, превосходящий стоимость машины. Таким образом, надежность является решающим экономическим показателем машины.

Деформации деталей под действием давления рабочей жидкости существенно изменяют величину и форму зазоров между деталями, и вследствие этого изменяется величина сил, действующих на детали. Давление внутри машины непостоянно, поэтому на детали действует переменное силовое поле, являющееся возбудителем динамических напряжений в корпусе машины, винтах, шестернях и т. д.

Тензометрическое изучение фактических динамических напряжений в натурных машинах в условиях завода может быть выполнено только с помощью испытательных стендов, которые позволяют провести испытания на переменных числах оборотов и при переменной нагрузке с дистанционным замером скорости, мощности и крутящего момента.

Основными узлами, обеспечивающими надежность быстроходных и нагруженных коловратных машин являются винты, шестерни, корпусные детали, уплотнения, упорные подшипники. Решение вопросов надежной работы подшипников коловратных машин осложняются трудностями расчетного определения усилий, действующих на винты и шестерни. Кроме того, правильный выбор материалов подшипников, шестерен, винтов и рубашки для коловратных машин, работающих на рабочих жидкостях с низкими смазочными свойствами (керосин, бензин, вода и др.), существенно влияет на надежность работы машины.

Выбор материалов деталей, испытывающих высокие напряжения, представляет собой весьма сложную задачу, которая может быть решена только с учетом конкретных особенностей

рабочей жидкости, материала деталей, уровня напряжений в рассматриваемом элементе машины. Эта задача в большинстве случаев не может быть решена в условиях лабораторных опытов.

Повышение чисел оборотов и давлений рабочей жидкости (хотя это и оправдано вследствие уменьшения габаритов и веса деталей, снижения трудоемкости и цикла изготовления) влияет на надежность машин. Поэтому необходимо расширять теоретические и экспериментальные работы, определяющие надежность машин.

Если основные узлы машины выполнены правильно в результате их удачного проектирования или доводочных работ, то нет оснований сомневаться в безотказной работе в течение гарантийного срока службы. Гарантийный срок службы τ на режиме $\overline{\Delta p_1} \approx (\overline{\Delta p_1})_{опт}$ и $\bar{n} \approx (\bar{n})_{опт}$ зависит от объемного, гидравлического и механического к. п. д. и определяется следующей формулой:

$$\tau = \eta_0 \eta_г \eta_м (Д + E\, \eta_0^{\beta}\, \eta_г^{\delta} \eta_м^{\chi}),$$

где τ — гарантийный срок службы на рабочем режиме в *ч*;

$Д$, E, δ, β, χ — постоянные, зависящие от конструктивного исполнения рабочего органа ($Д > 10^2$; $E > 10^4$); постоянные δ, β, χ в общем случае не равны друг другу и их величины больше 10.

Безотказная работа машины в течение гарантийного срока возможна лишь при условии, что:

а) физико-химические свойства рабочей жидкости обеспечивают стабильность значений $M(0)$, $M(\omega)$ и $M(p)$, a, b, k и k;

б) коэффициент неравномерности расхода $\bar{V}$ не превышает 0,03 [34];

в) абсолютное давление на входе в рабочий орган при работе на генераторном режиме должно быть не меньше давления, соответствующего упругости насыщенных паров рабочей жидкости при температуре ее выхода;

г) остаточный объем $\bar{q}_k$ должен не превышать 0,05 в тех случаях, когда в машине имеет место явление компрессии рабочей жидкости, описанное в работе [34].

На увеличение гарантийного срока влияет механический износ деталей (из-за наличия в рабочей жидкости твердых частиц) и эрозионный износ, вызванный конденсацией пузырьков пара в области высокого давления.

Очистка рабочей жидкости от загрязняющих примесей (частиц пыли, продуктов износа деталей гидроагрегатов, продуктов окисления рабочей жидкости) повышает гарантийный срок службы машины.

Необходимо также отметить, что надежная работа машины зависит от качества изготовления ее деталей, монтажа и правильности ее эксплуатации.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Расчет винтовой машины. Трехвинтовая машина с циклоидальным профилем, работающая на жидкости с динамическим коэффициентом вязкости $\mu_1 = 26 \cdot 10^{-3}$ $н \cdot сек\, м^{-2}$ (при $t = 50°$ С), $\rho_1 = 850$ $кгм^{-3}$, $\Delta p_1 = 70 \cdot 10^5$ $н/м^2$ с расходом $Q_m = 4{,}75$ $л/сек$ при $n_{ном} = 25$ $об/сек$.

Из табл. 8 возьмем: $a = 0{,}05$; $b = 1$; $h = 0{,}02$; $k = 3 \cdot 10^{-3}$; $\Omega = 0{,}1$; $\overline{M(0)} = 10^{-3}$; $\overline{M\omega} = 10^4$.

Тогда при $\overline{\Delta p_1} = \overline{(\Delta p_1)}_{ном} = 1$

$$\overline{n}_{тн} = a\left(\overline{\Delta p_1}\right)^b = 0{,}05.$$

Из уравнения (453) получим

$$q_т = \frac{4{,}75}{25 \cdot 10^3} = \frac{1{,}9}{10^4}\ м^3/об.$$

По формуле (455) определим диаметр начальной окружности:

$$d_н = \sqrt[3]{\frac{q_т}{4{,}14357}} = \sqrt[3]{\frac{1{,}9}{10^4 \cdot 4{,}14357}} = \frac{3.6}{10^2}\ м.$$

По формулам (309)—(313) определим:

диаметр ведущего винта

$$D_{в1} = \frac{5}{3} \cdot \frac{3{,}6}{10^2} = \frac{6}{10^2}\ м;$$

диаметр цилиндра впадин ведущего винта

$$D_{вп1} = \frac{3{,}6}{10^2}\ м;$$

диаметр цилиндра выступов ведущего винта

$$D_{в2} = \frac{3{,}6}{10^2}\ м;$$

диаметр цилиндра впадин ведомого винта

$$D_{вп2} = \frac{3{,}6}{3 \cdot 10^2} = \frac{1{,}2}{10^2}\ м;$$

шаг винта

$$h_в = \frac{10}{3} \cdot \frac{3{,}6}{10^2} = \frac{12}{10^2}\ м;$$

периметр поперечного сечения рубашки винтов

$$П = 7{,}85 d_н = \frac{7{,}85 \cdot 3{,}6}{10^2} \approx \frac{28{,}3}{10^2}\ м; \qquad (458)$$

длину линии замкнутого объема по наружному диаметру винтов

$$L_1 = 10{,}2 d_н = \frac{10{,}2\cdot 3{,}6}{10^2} = \frac{36{,}8}{10^2}\ м. \qquad (459)$$

Половина этой линии уплотнения приходится на ведущий винт, а другая половина — на ведомые винты.

Таким образом, по формулам табл. 2 утечки по наружному диаметру винтов составляют:

ведущий винт

$$Q_1 = \frac{\Delta p_1 L_1 s_1^3}{2\cdot 12\mu_1\cdot 0{,}3 d_н n_з} = \frac{\Delta p_1\cdot 36{,}8 s_1^3\cdot 10^3}{24\cdot 26\cdot 0{,}3\cdot 3{,}6 n_з} = 54{,}7\Delta p_1 s_1^3 n_з^{-1}\ м^3\cdot сек^{-1};$$

ведомые винты

$$Q_2 = \frac{2{,}5\Delta p_1 L_1 s_2^3 n_з^{-1}}{24\mu_1\cdot 0{,}855 d_н} = \frac{2{,}5\Delta p_1\cdot 36{,}8 s_2^3 n_з^{-1}\cdot 10^3}{24\cdot 26\cdot 0{,}855\cdot 3{,}6} = 48\Delta p_1 s_2^3 n_з^{-1}\ м^3\cdot сек^{-1}.$$

Максимальный зазор по наружному диаметру ведущего винта $(s_1)_{\max} = 0{,}055$ *мм*. Таким образом,

$$Q_1 = 54{,}7\cdot\frac{70\cdot 10^5\cdot(5{,}5)^3}{10^{15}} n_з^{-1} = \frac{0{,}64}{10^4} n_з^{-1}\ м^3\cdot сек^{-1}.$$

Максимальный зазор у ведомых винтов $(s_2)_{\max} = 0{,}085$ *мм*, следовательно,

$$Q_2 = 48\cdot 70\cdot 10^5\cdot\frac{(8{,}5)^3 n_з^{-1}}{10^{15}} = \frac{0{,}206}{10^4} n_з^{-1}\ м^3/сек.$$

Суммарные потери по наружным диаметрам винтов составляют

$$Q_{пнв} = Q_1 + Q_2 = \left(\frac{0{,}64}{10^4} + \frac{0{,}206}{10^3}\right) n_з^{-1} = \frac{0{,}27}{10^3 n_з}\ м^3/сек^{-1}.$$

Из объемных потерь в местах зацепления нарезок винтов, через зазоры разгрузочных устройств винтов, через зазор уплотнительной втулки на ведущем винте, лишь потери в местах зацепления нарезок винтов зависят от числа замкнутых объемов $n_з$. Примем объемные потери в местах зацепления нарезок

$$Q_{пз} = 0{,}3 Q_{пнв} = \frac{0{,}3\cdot 0{,}27}{10^3 n_з} = \frac{0{,}081}{10^3 n_з}\ м^3\cdot сек^{-1}.$$

Остальные потери примем равными

$$Q_{оп} = 0{,}5 Q_{пнв} n_з^{-1} = \frac{0{,}135}{10^3 n_з}\ м^3\cdot сек^{-1}.$$

Все потери составят

$$Q_п = Q_{пнв} + Q_{пз} + Q_{оп} = \left(\frac{0{,}351}{10^3} + \frac{0{,}135}{10^3}\right)\frac{1}{n_з} = \frac{0{,}486}{10^3 n_з}\ м^3\cdot сек^{-1},$$

но

$$Q_n = Q_m \overline{n}_{\min} = \frac{4,75}{10^3} 0,05 = \frac{0,238}{10^3} \text{ м}^3 \cdot \text{сек}^{-1},$$

откуда

$$Q_n = \frac{0,486}{10^3 n_з} = \frac{0,238}{10^3},$$

следовательно,

$$n_з = \frac{0,486}{0,238} = 2,04.$$

Примем $n_з = 2$; тогда

$$Q_n = \frac{0,486}{2 \cdot 10^3} = \frac{0,243}{10^3} \text{ м}^3 \cdot \text{сек}^{-1},$$

$$\overline{n}_{mн} = \frac{Q_n}{Q_m} = \frac{0,243 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 4,75} = 0,0512.$$

Длина рубашки

$$L_p = (n_з + 0,09)\, h_в = (2 + 0,09) \cdot \frac{12}{10^2} = \frac{25,1}{10^2} \text{ м}.$$

Примем $L_p = 0,3$ *м*.

Длина ведомого винта

$$L_{вв} = 0,3 \cdot 1,5 = 0,45 \text{ м}.$$

Момент инерции ведомого винта

$$J = 0,0422 d_н^4 = 0,0422 \cdot \frac{(3,6)^4}{10^8} = \frac{7,15}{10^8} \text{ м}^4.$$

Примем $E = 2 \cdot 10^{11}$ $н \cdot м^{-2}$.

Критическая сила по формуле (316)

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 7,15}{4 \cdot 10^8 (0,45)^2} = 174\,000 \text{ н}.$$

Критическое напряжение по формуле (317)

$$\sigma_{кр} = \frac{p_{кр}}{0,42832 d_н^2} = \frac{1,74 \cdot 10^9}{0,42832 \cdot (3,6)^2} = 31,2 \cdot 10^7 \text{ н} \cdot \text{м}^{-2}.$$

Допускаемое напряжение по формуле (318)

$$\sigma_{доп} = \frac{31,2 \cdot 10^7}{3} = 10,4 \cdot 10^7 \text{ н} \cdot \text{м}^{-2}.$$

Теперь определим осевое усилие на ведомом винте.

Площадь линзы, образованная пересечением окружностей ведомого и ведущего винтов,

$$F_л = 0,13 d_н^2 + 0,0625 d_н^2 = 0,1925 d_н^2. \qquad (460)$$

Сначала определим длины отрезков y и z (рис. 22) из следующих уравнений:

$$\left(\frac{5}{6}d_н\right)^2 - y^2 = (0{,}475d_н)^2 - (d_н - y)^2, \quad (461)$$

$$(0{,}25d_н)^2 - z^2 = (0{,}475d_н)^2 - (z + 0{,}25d_н)^2. \quad (462)$$

Решая уравнения (461) и (462), получим $y = 0{,}7344d_н$; $z = 0{,}201d_н$.

Площадь сегмента, описанного радиусом $^5/_6 d_н$ и имеющего стрелку, равную

$$\frac{5}{6}d_н - y = 0{,}0989d_н, \quad (463)$$

$$F_{c1} = 0{,}0526d_н^2. \quad (464)$$

Площадь сегмента, описанного радиусом $0{,}475d_н$ и имеющего стрелку

$$0{,}475d_н - (d_н - y) = 0{,}2094d_н, \quad (465)$$

равна

$$F_{c2} = 0{,}5138\,(0{,}475d_н)^2 = 0{,}1159d_н^2. \quad (466)$$

Площадь сегмента, описанного радиусом $0{,}25d_н$ и имеющего стрелку

$$0{,}25d_н - z = 0{,}0488d_н, \quad (467)$$

равна

$$F_{c3} = 0{,}0098d_н^2. \quad (468)$$

Площадь сегмента, описанного радиусом $0{,}475d_н$ и имеющего стрелку

$$0{,}475d_н - (0{,}25d_н + z) = 0{,}0238d_н, \quad (469)$$

равна

$$F_{c4} = 0{,}0047d_н^2. \quad (470)$$

Площадь лунки

$$F_л = F_{c3} - F_{c4} = (0{,}0098 - 0{,}0047)\,d_н^2 = 0{,}0051d_н^2. \quad (471)$$

Площадь фигуры, образованная линиями зацепления профилей винтов,

$$F_з = F_{c1} + F_{c2} + F_л = (0{,}0526 + 0{,}1159 + 0{,}0051)\,d_н^2 = 0{,}1736d_н^2. \quad (472)$$

Площадь полости ведомого винта

$$\frac{\pi d_н^2}{4} - 0{,}4283d_н^2 = 0{,}3751d_н^2. \quad (473)$$

Осевое усилие на винтовые поверхности ведомого винта со стороны полости высокого давления

$$P_1 = [\,0{,}3571 d_н^2 - (0{,}1925 + 0{,}1736)\, d_н^2]\, \Delta p_1 = -0{,}0090 \Delta p_1 d_н^2. \quad (474)$$

Знак минус указывает на то, что усилие P_1 направлено в сторону полости высокого давления.

Осевое усилие на торцовые поверхности ведомых винтов

$$P_2 = 0{,}4283 \Delta p_1 d_н^2. \quad (475)$$

Суммарное осевое усилие на ведомый винт

$$P_3 = (0{,}4283 - 0{,}0090)\, \Delta p_1 d_н^2 = \frac{0{,}4193 \cdot 70 \cdot 10^5\, (3{,}6)^2}{10^4} = 3810\ н. \quad (476)$$

Фактическое напряжение

$$\sigma_ф = \frac{3810 \cdot 10^4}{0{,}42832\, (3{,}6)^2} = 6{,}87 \cdot 10^6\ н \cdot м^{-2},$$

следовательно, $\sigma_ф < \sigma_{доп}$.

По формулам табл. 8 найдем

$$A = \frac{10^4 \cdot 2\pi \cdot 25 \cdot 26}{70 \cdot 10^8} = 0{,}582 \cdot 10^{-2};$$

$$(\psi)_{ном} = 0{,}582 \cdot 10^{-2} \exp\,(0{,}02 - 3 \cdot 10^{-3}) = 0{,}582 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}02 = = 0{,}594 \cdot 10^{-2};$$

$$(\overline{\Delta p_0})_д = (10^{-3} + 0{,}594 \cdot 10^{-2})\,(1 - 0{,}1)^{-1} = 7{,}72 \cdot 10^{-3};$$

$$(\overline{\Delta p_0})_г = \frac{6{,}94}{10^3 \cdot 1{,}1} = \frac{6{,}32}{10^3}; \quad \bar{n}_0 = \frac{(10^{-3} + 0{,}1)\ 10^2}{0{,}594} = 17;$$

$$(\bar{n}_к)_г = \frac{10^2}{0{,}594} = 167; \quad (\bar{n}_к)_д = 167 - 17 = 150.$$

По формуле (397) находим

$$(\overline{\Delta p_{1д}})_{опТ} = \left(\frac{7{,}72}{0{,}05 \cdot 10^3}\right)^{0,5} = 0{,}392$$

и

$$(\overline{\Delta p_{1г}})_{опТ} = \left(\frac{6{,}32}{0{,}05 \cdot 10^3}\right)^{0,5} = 0{,}355.$$

Гидравлический радиус поперечного сечения рабочего органа машины по формуле (237)

$$R_г = \frac{0{,}63 \cdot 3{,}6}{10^2} = \frac{2{,}27}{10^2}\ м.$$

Примем гидравлические диаметры во входных и выходных полостях машины равными

$$(D_г)_1 = (D_г)_2 = 2R_г \approx \frac{4,6}{10^2}\ м.$$

Число Рейнольдса

$$(\mathrm{Re})_{вх} = (\mathrm{Re})_{вых} = \frac{4Q\rho_1}{\pi D_г \mu_1} = \frac{4 \cdot 4,75 \cdot 850 \cdot 10^5}{\pi \cdot 10^3 \cdot 4,6 \cdot 26} = 4320.$$

Примем $m=0,64$; $k_{вх}=380$. Тогда, используя формулы (417) и (418), получим

$$\zeta_{вх} = \zeta_{вых} = 380 \cdot 4320^{-0,64} = 1,77;$$

$$F_{вх} = F_{вых} = \frac{\pi D_г^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{(4,6)^2}{10^4} = \frac{16,6}{10^4}\ м^2.$$

Определим величину коэффициента потерь по формуле

$$\xi = \frac{\Omega}{\psi + \overline{M}(0)} = \frac{0,1}{0,594 \cdot 10^{-2} + 10^{-3}} = 14,4.$$

По формуле (394)

$$(\overline{n}_г)_{опт} = 0,05 + \sqrt{25 \cdot 10^{-4} + 0,05\,(167 + 17)} = 3,09.$$

По формуле (395)

$$(\overline{n}_д)_{опт} = \sqrt{25 \cdot 10^{-4} + 0,05 \cdot 150} - 0,05 = 2,69.$$

После упрощений формулы (393) получим

$$(\eta_{пг})_{\max} = \frac{(\overline{n}_к)_г}{2\,(\overline{n}_г)_{опт} + \overline{n}_к + \overline{n}_0} = \frac{167}{2 \cdot 3,09 + 167 + 17} = 0,88.$$

Максимальный полный к. п. д. на режиме двигателя

$$(\eta_{пд})_{\max} = \frac{(\overline{n}_к)_д - 2\,(\overline{n}_д)_{опт}}{\overline{n}_к + \overline{n}_0} = \frac{150 - 2 \cdot 2,69}{150 + 17} = 0,865.$$

После преобразований формулы (398) получим

$$(\eta_{пг})_{\max} = \frac{(1 - \xi\overline{\Delta p_0})\left[1 - a\left(\frac{\overline{\Delta p_0}}{ab}\right)^{\frac{b}{b+1}}\right]\left(\frac{\overline{\Delta p_0}}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}}}{\left(\frac{\overline{\Delta p_0}}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}} + \overline{\Delta p_0}} =$$

$$= \frac{\left(1 - 14,4 \cdot \frac{6,32}{10^3}\right)\left[1 - 0,05\left(\frac{6,32}{0,05 \cdot 10^3}\right)^{0,5}\right]\frac{1}{2,81}}{\frac{1}{2,81} + \frac{6,32}{10^3}} = 0,88.$$

Упростив формулу (399), имеем

$$(\eta_{n\partial})_{\max} = \frac{\left[1 - a\left(\frac{\overline{\Delta p}_{0\partial}}{ab}\right)^{\frac{b}{b+1}}\right]\left[\left(\frac{\Delta p_{0\partial}}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}} - \overline{\Delta p}_0\right]}{(1+\xi\overline{\Delta p}_0)\left(\frac{\overline{\Delta p}_{0\partial}}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}}} =$$

$$= \frac{\left[1 - 0{,}05\left(\frac{7{,}72}{10^3\cdot 0{,}05}\right)^{0,5}\right]\left(0{,}392 - \frac{7{,}72}{10^3}\right)}{\left(1 + 14{,}4\cdot\frac{7{,}72}{10^3}\right)0{,}392} = 0{,}865.$$

Значения критериев Eu_1 и Eu_2 определим по формулам (396) и (400):

$$\mathrm{Eu}_1 = \mathrm{Eu}_2 = \frac{\rho_1 n_{ном}^2\, q_T^2 \zeta}{\Delta p_{1н} F^2} = \frac{850\cdot 25^2\cdot 1{,}9^2\cdot 1{,}77}{10^7\cdot 70\cdot(1{,}66)^2} = \frac{1{,}76}{10^3}.$$

Значения полного к. п. д. для заданных Δp и n найдем по формулам (413)—(416):

режим генератора

$$(\eta_{nг})_{\overline{\Delta p}=\mathrm{const}} = \frac{(1-0{,}05)}{1}\,\frac{167}{(167+17+1)}\times$$

$$\times\left[1 - \frac{1{,}76}{10^3}(1-0{,}05)^2\right] = 0{,}86,$$

$$(\eta_{nг})_{\overline{n}=\mathrm{const}} = \frac{\left\{1 - \frac{1{,}76}{10^3}(1-0{,}05)^2\right\}\left(1 - 14{,}4\cdot\frac{6{,}32}{10^3}\right)(1-0{,}05)}{1+\frac{6{,}32}{10^3}} =$$

$$= 0{,}86;$$

режим двигателя

$$(\eta_{n\partial})_{\overline{\Delta p}=\mathrm{const}} = \frac{1}{(1+0{,}05)}\cdot\frac{(150-1)}{(150+17)}\cdot\frac{1}{\left[1+\frac{1{,}76}{10^3}(1+0{,}05)^2\right]} = 0{,}85,$$

$$(\eta_{n\partial})_{\overline{n}=\mathrm{const}} = \frac{\left(1-\frac{7{,}72}{10^3}\right)(1-0{,}05)}{\left(1+14{,}4\cdot\frac{7{,}72}{10^3}\right)\left[1+\frac{1{,}76}{10^3(1-0{,}05)^2}\right]} = 0{,}85.$$

Значения полного к. п. д., подсчитанного по формулам при Δp=const и n=const для случая работы на генераторном и двигательном режиме, полностью совпадают, что подтверждает правильность наших вычислений.

При работе на оптимальном режиме значения к. п. д. получаются несколько выше заданных (на двигательном режиме $\eta_{п\partial} = 0{,}865$ и на генераторном режиме $\eta_{пг} = 0{,}88$), но это занижение настолько невелико, что заданные значения давления и числа оборотов можно оставить без изменения.

Определим остальные параметры машины на номинальном режиме.

Объемный к. п. д. по формулам (401) и (402)

$$\eta_{0г\,\overline{n}=\overline{n}_{ном}} = 1 - 0{,}05 = 0{,}95,$$

$$|\eta_{0\partial}|_{\overline{n}=\overline{n}_{ном}} = \frac{1}{1+0{,}05} = 0{,}95.$$

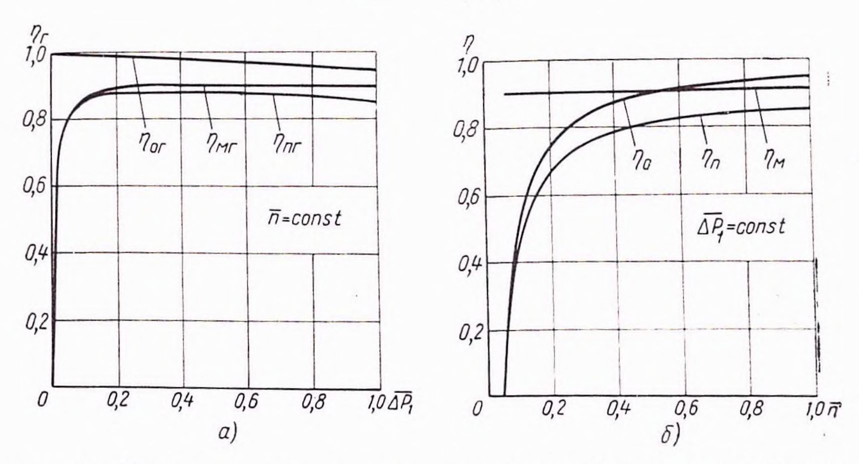


Рис. 42. Зависимость к. п. д. машины, работающей в режиме генератора: *а* — от перепада давления; *б* — от числа оборотов

Механический к. п. д. по формулам (405) и (406)

$$(\eta_{мг})_{\overline{\Delta p}=\text{const}} = \frac{167}{167+17+1} = 0{,}902,$$

$$(\eta_{м\partial})_{\overline{\Delta p}=\text{const}} = \frac{150-1}{150+17} = 0{,}892.$$

Гидравлический к. п. д. по формулам (409) и (410)

$$(\eta_{гг})_{\overline{\Delta p}=\text{const}} = 1 - \frac{1{,}76}{10^3}(1-0{,}05)^2 = 0{,}99841,$$

$$(\eta_{г\partial})_{\overline{\Delta p}=\text{const}} = \left[1 + \frac{1{,}76}{10^3}(1+0{,}05)^2\right]^{-1} = 0{,}99806.$$

По формулам (401)—(408) и (413)—(416) построены графики расчетных объемного, механического и полного к. п. д. машины. На рис. 42, *а* и *б* представлены графики этих к. п. д. при

работе машины на генераторном режиме, а на рис. 43, *а* и *б* изображены графики расчетных к. п. д. при работе машины на двигательном режиме.

Толщину стенки h корпуса машины определим из формулы (324), приняв $E=7\cdot10^{10}$ $н\cdot м^{-2}$ по данным табл. 4. Тогда

$$h=\frac{\Delta p_1(1{,}5d_н)^2}{E\cdot10^{-5}}=\frac{70\cdot10^5\cdot2{,}25\cdot(3{,}6)^2}{10^4\cdot7\cdot10^{10}\cdot10^{-5}}=\frac{29{,}3}{10^3}\ м.$$

Расчет шестеренной машины. Шестеренная машина с внешним зацеплением, работающая на жидкости с динамическим коэффициентом вязкости, $\mu_1=26\cdot10^{-3}$ $н\cdot сек\ м^{-2}$ (при $t=50°$ С); $\rho_1=850$ $кгм^{-3}$; $\Delta p_1=1{,}25\cdot10^7$ $н\cdot м^{-2}$ при $n=25$ *об/сек;* $Q_т=$ $=0{,}402$ *л/сек.*

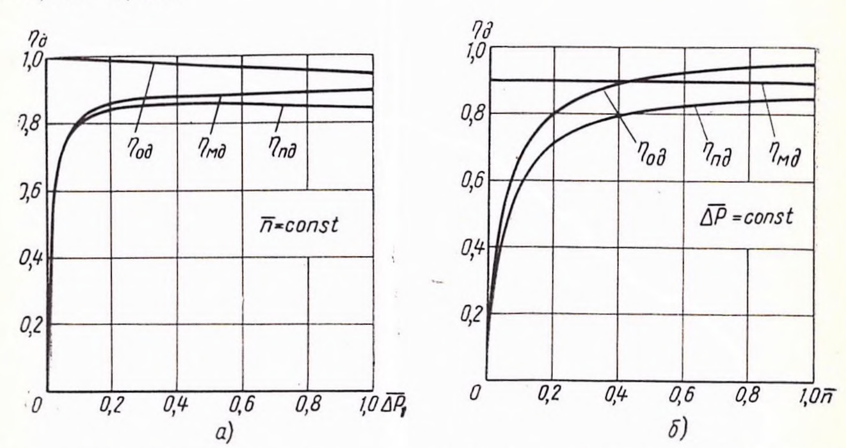


Рис. 43. Зависимость к. п. д. машины, работающей на двигательном режиме: *а* — от перепада давления; *б* — от числа оборотов

Из табл. 8 возьмем $a=0{,}098$, $b=4$; $p_0=2\cdot10^4$ $н\cdot м^{-2}$; $h=0{,}02$; $k=10^{-2}$; $\Omega=0{,}08$; $\overline{M(0)}=10^{-2}$; $\overline{M\omega}=10^5$. Тогда при $\Delta\bar p_1=$ $=(\Delta\bar p_1)_{ном}=1$ получим

$$\bar n_{mн}=a(\overline{\Delta}p_1)^b=0{,}098.$$

Из уравнения (453) найдем

$$q_T=\frac{0{,}402}{10^3\cdot25}=\frac{16{,}1}{10^6}\ м^3/об.$$

Теперь по формуле (456) определим модуль зуба шестерен:

$$m=\sqrt[3]{\frac{q_T}{2\pi(z+2\zeta)\,k_1}}.$$

Примем $k_1=4$; $\xi=0{,}5$; $z=9$. Тогда

$$m=\sqrt[3]{\frac{16{,}1}{10^6\cdot2\pi(9+2\cdot0{,}5)\,4}}=\frac{1}{2{,}5\cdot10^2}\ м.$$

Примем $m=4$ *мм*. Тогда ширина шестерни $b=k_1m=4\cdot4=16$ *мм*.

Остальные размеры определим в соответствии с данными табл. 3.

Диаметр делительной окружности

$$D_\partial = 4\cdot9 = 36 \text{ мм}.$$

Диаметр основной окружности

$$D_0 = D_\partial \cos 20^\circ = 36\cdot0,93969262 = 33,8289 \text{ мм}.$$

Диаметр начальной окружности

$$D_н = 36 + 2\cdot0,5\cdot4 = 40 \text{ мм}.$$

Расстояние между осями

$$C = D_н = 40 \text{ мм}.$$

Шаг на начальной окружности

$$t_н = \frac{3,14\cdot40}{9} = 13,956 \text{ мм}.$$

Шаг на основной окружности

$$t_o = \frac{3,14\cdot33,8289}{9} = 11,8025 \text{ мм}.$$

Угол зацепления

$$\alpha_н = \arccos\frac{33,8289}{40} = 32,25048^\circ.$$

Эвольвентный угол на начальной окружности $\theta_н = 0,06808757$.

Эвольвентный угол на делительной окружности $\theta_\partial = 0,01490438$.

Диаметр окружности головок

$$D_г = 40 + 2\cdot4 = 48 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин

$$D_{вп} = 40 - 2,1\cdot4 = 31,6 \text{ мм}.$$

Угол давления на окружности головок

$$\alpha_г = \arccos\frac{33,8289}{48} = \arccos 0,705 = 45,17^\circ.$$

Эвольвентный угол на окружности головок $\theta_г = 0,2175866$.

Толщина зуба на дуге начальной окружности

$$T_н = \frac{\pi\cdot40}{2\cdot9} - 0,05\cdot4 = 6,78 \text{ мм}.$$

Толщина зуба на окружности головок

$$T_г = 48\left(\frac{6,78}{49} + 0,06808757 - 0,2175866\right) = 0,96 \text{ мм}.$$

Толщина зуба по хорде начальной окружности

$$T_{нх} = 40\sin 9,71^\circ = 40\cdot 0,1687 = 6,748 \text{ мм}.$$

Толщина зуба по хорде окружности головок

$$T_{гх} = 48\sin 1,1459^\circ = 0,959781 \text{ мм}.$$

Продолжительность зацепления

$$\varepsilon_n = \frac{\sqrt{D_г^2 - D_0^2} - C\sin\alpha_н}{t_0} = \frac{\sqrt{48^2 - 33,83^2} - 40\cdot 0,5336}{11\cdot 8025} = 1,075.$$

Минимальный диаметр окружности впадин при условии отсутствия подрезания

$$(D_{в\,n})_{min} = D_д\cos^2\alpha_д - 0,1m(1 - \sin\alpha_д) = 36(0,9397)^2 - 0,1 \times$$
$$\times 4(1 - 0,342) = 31,536 \text{ мм}.$$

Номинальный момент на валу машины

$$M_{1\,ном} = \frac{q_T\,(\Delta p_1)_{ном}}{2\pi} = \frac{16,1\cdot 1,25\cdot 10^7}{2\pi\cdot 10^6} = 32 \text{ нм}.$$

Момент потерь

$$\Delta M = M(p)\,\Delta p + M(0) + M(\omega)\,\overline{n}\exp\left(h\overline{n} - k\overline{n}^2\right),$$

где

$$M(0) = \overline{M}(0)M_{1ном} = 10^{-2}\cdot 32 = 0,32 \text{ нм};$$

$$M(p) = \frac{\Omega q_T}{2\pi} = \frac{0,08\cdot 16,1}{2\pi\cdot 10^6} = \frac{2,05}{10^7} \text{ нм};\; M_\omega = \Lambda M_{1\,ном} =$$

$$= \overline{M}_\omega\cdot 2n_{ном}\mu\,(\Delta p_{ном})^{-1}M_{1\,ном} = \frac{10^5\cdot 2\pi\cdot 25\cdot 26\cdot 16,1}{10^9\cdot 2\pi} = 1,05 \text{ нм}.$$

Итак,

$$\Delta M = \frac{2,05}{10^7}\cdot 1,25\cdot 10^7 + 0,32 + 1,05\cdot 1\exp(0,02 - 0,01) =$$

$$= 2,56 + 0,32 + 1,06 = 3,94 \text{ нм}.$$

Сила взаимодействия между зубьями при работе машины на режиме генератора

$$Q_г = \frac{2(M_1 + \Delta M)}{D_0} = \frac{2(32 + 3,94)\,10^3}{33,83} = 2120 \text{ н},$$

при работе машины на режиме двигателя

$$Q_д = \frac{2\cdot 32\cdot 10^3}{33,83} = 1900 \text{ н}.$$

Напряжение от изгиба:
при работе машины на режиме генератора

$$\sigma_г = \frac{Q_г}{b}\left[\frac{6\cos\alpha_г}{T_{ox}^2}\left(1{,}85m - \frac{T_г}{2}\operatorname{tg}\alpha_г\right) - \frac{\sin\alpha_г}{T_{0x}}\right],$$

где T_{ox} — толщина зуба на хорде основной окружности;

$$T_{ox} = D_0 \sin\left(\frac{T_0}{D_0}\right);$$

T_o — толщина зуба на дуге основной окружности;

$$T_o = D_0\left(\frac{T_н}{D_н} + \theta_н\right) = 33{,}8289\left(\frac{6{,}78}{40} + 0{,}06808757\right) = 8{,}05 \text{ мм},$$

$$T_{ox} = 33{,}8289 \sin\left(\frac{8{,}05}{33{,}83}\right) = 33{,}8289 \sin 13{,}64° = 8{,}02 \text{ мм};$$

следовательно,

$$\sigma_г = \frac{2120}{16}\left[\frac{6\cos 45{,}17°}{(8{,}02)^2}\left(1{,}85\cdot 4 - \frac{0{,}96}{2}\cdot\operatorname{tg} 45{,}17°\right) - \frac{\sin 45{,}17°}{8{,}02}\right] =$$
$$= 48{,}2 \text{ н}\cdot\text{мм}^{-2};$$

при работе машины на режиме двигателя

$$\sigma_д = \frac{1900}{16}\left[\frac{6\cos 45{,}17°}{(8{,}02)^2}\left(1{,}85\cdot 4 - \frac{0{,}96}{2}\cdot\operatorname{tg} 45{,}17°\right) -\right.$$
$$\left. - \frac{\sin 45{,}17°}{8{,}02}\right] = 43{,}2 \text{ н}\cdot\text{мм}^{-2}.$$

Удельная нагрузка:
генераторный режим

$$q_г = \frac{Q_г}{b} = \frac{2120}{16} = 132 \text{ н}\cdot\text{мм}^{-1},$$

двигательный режим

$$q_д = \frac{Q_д}{b} = \frac{1900}{16} = 119 \text{ н}\cdot\text{мм}^{-1}.$$

Для шестерен выбираем сталь 18ХГТ ($\sigma_m = 930$ н/мм²) [44]. Коэффициент безопасности для этого материала $n_m = 1{,}5$ [44]. Тогда допускаемое статическое напряжение на изгиб

$$[\sigma]_и = \frac{\sigma_T}{n_T} = \frac{930}{1{,}5} = 620 \text{ н/мм}^2.$$

Таким образом, фактическое напряжение у шестерен значительно меньше допускаемого.

Расчетная нагрузка учитывает дополнительные нагружения вследствие динамических воздействий и концентрации нагрузки

из-за перекоса валов и начальных погрешностей изготовления. При симметричном расположении шестерен на валах, по данным табл. 3, имеем:

генераторный режим

$$P_p = 1,3 \cdot 2120 = 2760\ н;$$

двигательный режим

$$P_p = 1,3 \cdot 1900 = 2470\ н.$$

Валы шестеренных машин должны иметь достаточную жесткость. Деформации валов вызывают взаимный наклон шестерен, концентрацию нагрузки на длине зубьев, нарушение уплотнения торцового зазора, неравномерное распределение давления по длине подшипников. Поэтому, по данным Т. М. Башты [5], максимальный прогиб вала не должен превышать $5 \cdot 10^{-6}$ *м*.

Прогибы и углы наклона упругой линии валов определяются обычными методами сопротивления материалов [49]. Для расчета ступенчатых валов в случаях выполнения вала с шестерней в виде одной детали следует пользоваться интегралами Мора (перемножением эпюр моментов).

Рассмотрим сначала вариант, когда вал выполнен отдельно от шестерни. Для этого случая прогиб у шестерни

$$y = \frac{(P_p + P_г)\, a\, (3l^2 - 4a^2)}{48EJ},$$

где $P_г$ — сила давления жидкости.

По данным Т. М. Башты [5], для ведомой шестерни

$$P_г = 0,85 \Delta p_1 b D_г = 0,85 \cdot 1,25 \cdot 10^7 \cdot 16 \cdot 48 \cdot 10^{-6} = 8150\ н.$$

Осевой момент инерции

$$J = \frac{\pi d^4}{64}.$$

Примем расстояние между опорами $l = 76$ *мм*, диаметр вала $d = 25$ *мм* и расстояние от опоры до торца шестерни $a = 30$ *мм*. Тогда

$$J = \frac{\pi \cdot 25^4}{64 \cdot 10^{12}} = \frac{1,92}{10^8}\ м^4.$$

Прогиб ведомой шестерни, при работе на генераторном режиме

$$y_г = \frac{(2760 + 8150)\, 30\, (3 \cdot 76^2 - 4 \cdot 30^2)}{48 \cdot 2,2 \cdot 10^{20} \cdot 1,92 \cdot 10^{-8}} = \frac{23,7}{10^6}\ м,$$

т. е. больше допустимого.

В том случае, когда шестерня выполнена в виде одной детали с валом,

$$y_г = \frac{(P_p + P_г)\, a}{48E} \left[\frac{3a^2}{J_1} + \frac{(l - 2a)(3a + l - 2a)}{J_2} \right],$$

где

$$J_1 = J = \frac{1,92}{10^8}\ м^4; \quad J_2 = \frac{\pi}{64} D_г^4 = \frac{\pi}{64}\cdot\frac{48^4}{10^{12}} = \frac{0,26}{10^6}\ м^2.$$

Итак,

$$y_г = \frac{(2760+8150)\,30}{48\cdot 2,2\cdot 10^{20}}\left[\frac{3\,(30^2)\,10^8}{1,92} + \frac{(76-30\cdot 2)\,(30+76)}{0,26\cdot 10^{-6}}\right] = \frac{4,15}{10^6}\ м.$$

Прогиб получился в пределах допустимого.

Теперь выполним расчет системы регулирования торцового зазора шестерен. Примем, что торцовый зазор изменяется по закону

$$s = 0,5 s_0 (k_T + 1 - \cos\omega t),$$

где $s_0(1+0,5\,k_T)$ — максимальная величина торцового зазора;
$0,5 k_T\, s_0$ — минимальная величина торцового зазора;
ω_T — частота колебаний торцового зазора;

$$\omega_T = nz = 25\cdot 9 = 225\ кол/сек.$$

Скорость изменения торцового зазора

$$\dot{s} = 0,5 s_0 \omega_T \sin\omega_T t = 0,5 s_0\cdot 225\sin 225t = 112,5 s_0 \sin 225t.$$

Ускорение

$$\ddot{s} = 112,5\cdot 225 s_0\cos 225t = 2,53\cdot 10^4 s_0 \cos 225t.$$

Рассмотрим уплотнение части кругового кольца с центральным углом $\varphi = \frac{2\pi}{z}$. Площадь этой части

$$F_{кк} = \frac{\pi}{4z}\,(D_г^2 - d_0^2),$$

где d_0 — диаметр торцового уплотнения.

Примем $d_0 = 27$ *мм*; тогда

$$F_{кк} = \frac{\pi}{4\cdot 9}\,(48^2 - 27^2)\,\frac{1}{10^6} = \frac{137,5}{10^6}\ м^2.$$

Площадь впадины зуба определим из формулы (186)

$$F_{вп} = \frac{D_г^2}{4}\left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\pi}{2z} - \frac{\Delta s}{2D_н}\right) + \theta_г - \theta_н\right] - \frac{D_0^2}{4}\left[\frac{(\alpha_г+\theta_г)^3}{3} + \frac{\pi}{z}\right] + \frac{D_{вп}^2}{4}\left[\left(\frac{\pi}{2z} - \frac{\Delta s}{2D_н}\right) + \theta_н\right] = \frac{1}{10^6}\left\{\frac{48^2}{4}\left[\frac{\pi}{9} - \left(\frac{\pi}{18} - \frac{0,2}{2\cdot 40}\right) + 0,2175866 - 0,06808757\right] - \frac{(33,83)^2}{4}\left[\frac{(0,788+0,218)^3}{3} + \frac{\pi}{9}\right] + \frac{31,6^4}{4}\left[\frac{\pi}{18} - \frac{0,2}{2\cdot 40} + 0,06808757\right]\right\} = \frac{62}{10^6}\ м^2.$$

Тогда площадь контакта уплотняющей детали с шестерней

$$F_к = \frac{137,5}{10^6} - \frac{62}{10^6} = \frac{75,5}{10^6}\ м^2.$$

Сила сопротивления, испытываемая частью кругового кольца, при уменьшении зазора s, определим по формуле (390):

$$P_c = \left\{\frac{12\mu}{s^3}\dot{s} + \rho\left[\frac{6}{5s}\ddot{s} - \frac{15}{7s^2}(\dot{s})^2\right]\right\}\frac{l^3 b}{6} + p_0 lb + (p_1 - p_0)\frac{bl}{4} + $$

$$+ F_{вп} p_1.$$

В нашем случае

$$l = \frac{D_г - d_0}{2} = \frac{48 - 27}{2 \cdot 10^3} = 0,0105\ м;$$

$$b \approx T_н = 6,78 \cdot 10^{-3}\ м,$$

следовательно,

$$P_c = \left\{\frac{12 \cdot 26 \cdot 122,5 s_0 \sin 225t}{10^3 \cdot 0,125 s_0^3 (k_T + 1 - \cos 225t)^2} + 850\left[\frac{6 \cdot 2,53 \cdot 10^4 s_0 \cos 225t}{5 \cdot 0,5 s_0 (k_T + 1 - \cos 225t)} - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{15 \cdot 1,27 \cdot 10^4 s_0^2 \sin^2 225t}{7 \cdot 0,25 s_0^2 (k_T + 1 - \cos 225t)^2}\right]\right\}\frac{1,05^3 \cdot 6,78}{6 \cdot 10^9} + \frac{2 \cdot 10^4 \cdot 1,05 \cdot 6,78}{10^5} +$$

$$+ 1,248 \cdot 10^7 \frac{1,05 \cdot 6,78}{4 \cdot 10^5} + \frac{62}{10^6} \cdot 1,25 \cdot 10^7 = \frac{3,68 \cdot 10^{-7}}{(k_T + 1 - \cos 225t)} \times$$

$$\times \left\{\frac{\sin 225t}{s_0^2 (k_T + 1 - \cos 225t)^2} + 18,3 \cdot 10^5 \cos 225t - \right.$$

$$\left. - \frac{33 \cdot 10^4 \sin 225t}{k_T + 1 - \cos 225t}\right\} + 998\ н.$$

Сила P_c постоянна и равна

$$P_c = \frac{\pi}{36}(48^2 - d_1^2)\frac{p_1}{10^6},$$

где d_1 — диаметр регулирующего устройства, определяющий силу торцового поджима, при заданном давлении p_1.

Таким образом, диаметр d_1 определяет параметр ks_0, а следовательно, минимальную и максимальную величины зазора.

Выражение для P_c имеет максимальное значение при $\sin 225t = -1$. В этом случае

$$|P_c|_{\frac{3\pi}{2}} \approx \frac{3,68}{10^7 (k_T + 1)^3 s_0^2} + 998\ н.$$

Подставив значение P_c, получим

$$\frac{\pi}{36}(48^2 - d_1^2)\frac{1,25 \cdot 10^7}{10^6} = \frac{3,68}{(k_T + 1)^3} \cdot \frac{10^{-7}}{s_0^2} + 998\ н,$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{1305 - \frac{3,38}{(k_T+1)^3\, s_0^2 \cdot 10^7}}\,.$$

Примем $k_T = 0,2$; $s_0 = 0,30 \cdot 10^{-4}$ *м.* Тогда

$$d_1 = \sqrt{1305 - \frac{3,38 \cdot 10^{10}}{(1,2)^3 3^2 \cdot 10^7}} = 33,0 \text{ мм}.$$

Минимальный торцовый зазор в этом случае будет равен

$$s_{\min} = 0,5 k_T s_0 = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Максимальный торцовый зазор

$$s_{\max} = s_0 (1 + 0,5 k_T) = 33 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Утечки через торцовый зазор

$$Q_T = (s_{\max} - s_{\min}) F_к \omega_T = 0,510 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Утечки по периферийному зазору шестерен определяют по формулам табл. 2. Величина этих утечек зависит от утечек по наружному диаметру подшипников.

Примем зазоры между корпусом и вершинами зубьев шестерен, выполняющими вторую фазу цикла, равными $s_1 = 0,14$ *мм;* $s_2 = 0,11$ *мм;* $s_3 = 0,08$ *мм;* $s_4 = 0,05$ *мм;* $s_5 = 0,02$ *мм,* а минимальные зазоры между корпусом и наружным диаметром подшипников на участках впадин шестерен соответственно $s_6 = 0,053$ *мм* $(n = 1,1)$, $s_7 = 0,035$ *мм* $(n = 1,43)$, $s_8 = 0,015$ *мм* $(n = 1,67)$, $s_9 = 0,0018$ *мм* $(n = 3,9)$. Эти утечки определяются по формуле

$$Q_y = \frac{\Delta p b s_{\min}^3}{48 \mu l} (1 + n + n^2 + n^3), \tag{477}$$

где n — отношение максимального зазора к минимальному.

Утечки через периферийные зазоры шестерен и утечки через зазоры между корпусом и наружным диаметром подшипников в зоне зубьев шестерен, выполняющих вторую фазу цикла, определяются по формулам табл. 2 и формулой (477):

$$Q_n = \frac{(p_1 - p_2)\, s_1^3 b}{12 \mu_1 T_г} = \frac{(1,25 \cdot 10^7 - p_2)\, 1,4^3 \cdot 10^6 \cdot 16}{10^{15} \cdot 12 \cdot 26 \cdot 0,960} = \frac{(1,25 \cdot 10^7 - p_2)}{6,85 \cdot 10^9},$$

где

$$p_2 = \left[\frac{s_1^3 b p_1}{12 \mu_1 T_1} + \frac{s_6^3 b_1 \left(1 + n_1 + n_2^2 + n_3^3\right) p_0}{48 \mu_1 l_1} + \frac{s_2^3 b p_3}{12 \mu_1 T_1}\right] \frac{1}{C_1} \approx$$

$$\approx \left(\frac{1,825}{10^3} + \frac{p_3}{14,15 \cdot 10^9}\right) \frac{1}{C_1};$$

$$C_1 = \frac{s_1^3 b}{12\mu_1 T_1} + \frac{s_2^3 b}{12\mu_1 T_1} + \frac{s_6^3 b_1 \left(1 + n_1 + n\,{}_1^2 + n_1^3\right)}{48\mu_1 l_1} = \frac{2,1697}{10^{10}};$$

тогда

$$p_2 = \left(\frac{1,825}{10^3} + \frac{p_3}{14,15\cdot 10^9}\right)\frac{10^{10}}{2,1697} = 0,841\cdot 10^7 + 0,326p_3;$$

$$p_3 = \left[\frac{s_2^3 b p_2}{12\mu_1 T_1} + \frac{s_3^3 b p_4}{12\mu_1 T_1} + \frac{b_1 s_7^3 \left(1 + n_2 + n\,{}_2^2 + n_2^3\right) p_0}{48\mu_1 l_1}\right]\frac{1}{C_2} \approx$$

$$\approx \left(\frac{p_2}{14,15\cdot 10^9} + \frac{p_4}{36,7\cdot 10^9}\right)\frac{1}{C_2};$$

$$C_2 = \frac{s_2^3 b}{12\mu_1 T_1} + \frac{s_3^3 b}{12\mu_1 T_1} + \frac{b_1 s_7^3 \left(1 + n_2 + n\,{}_2^2 + n_2^3\right)}{48\mu_1 l_1} = \frac{9,81}{10^{11}};$$

$$p_3 = 0,72p_2 + 0,278p_4;$$

$$p_4 = \left[\frac{s_3^3 b p_3}{12\mu_1 T_1} + \frac{s_4^3 b p_5}{12\mu_1 T_1} + \frac{b_1 s_8^3 \left(1 + n_3 + n\,{}_3^2 + n_3^3\right) p_0}{48\mu_1 l_1}\right]\frac{1}{C_3} \approx$$

$$\approx \left(\frac{p_2}{36,7\cdot 10^9} + \frac{6,65p_5}{10^{12}}\right)\frac{1}{C_3};$$

$$C_3 = \frac{\left(s_3^3 + s_4^3\right) b}{12\mu_1 T_1} + \frac{b_1 s_8^3 \left(1 + n_3 + n\,{}_3^2 + n_3^3\right)}{48\mu_1 l_1} = \frac{33,913}{10^{12}};$$

$$p_4 = 0,80347\,p_3 + 0,196\,p_5;$$

$$p_5 = \left\{\frac{s_4^3 b p_4}{12\mu_1 T_1} + p_0\left[\frac{s_5^3 b}{12\mu_1 T_1} + \frac{b_1 s_9^3 \left(1 + n_4 + n\,{}_4^2 + n_4^3\right)}{48\mu_1 l_1}\right]\right\}\frac{1}{C_4} \approx$$

$$\approx \left(\frac{6,65p_4}{10^{12}} + \frac{0,852}{10^8}\right)\frac{1}{C_4};$$

$$C_4 = \frac{s_4^3 b}{12\mu_1 l_1} + \frac{s_5^3 b}{12\mu_1 l_1} + \frac{b_1 s_9^3 \left(1 + n_4 + n\,{}_2^4 + n_4^3\right)}{48\mu_1 l_1} \approx \frac{7,075}{10^{12}};$$

$$p_5 = 0,94p_4 + 1205;\ p_4 = 0,987p_3 + 289;\ p_3 = 0,99174p_2 + 111;\ p_2 = 1,244315\cdot 10^7\ н/м^2.$$

Следовательно,

$$Q_n = \frac{2\cdot(1,25 - 1,244315)\cdot 10^7}{6,85\cdot 10^9} = \frac{1,66}{10^5}\ м^3/сек.$$

Утечки в полости высокого давления по наружному диаметру подшипников при условии, что зазор линейно измеряется от s_{10} до s_{max} и при $s_{10}=0{,}024$ *мм* ($n=2{,}5$), $b_1=42{,}7$ *мм*, определяют по формуле (477), которая для обеих шестерен будет

$$Q_н = \frac{2\Delta p_1 b_1 s_{10}^3}{48\mu_1 l_1}(1+n+n^2+n^3) = \frac{1{,}035}{10^5}\ м^3/сек.$$

Утечки между зубьями шестерен, входящими в зацепление, определяются по формулам табл. 2 при условии, что зазор линейно изменяется в пределах $0 - s_{11}$ и при $l_2=1$ *мм*; $s_{11}=$ $=0{,}015$ *мм*

$$Q_з = \frac{\Delta p_1 b s_{11}^3}{6\mu_1 l_2} = \frac{0{,}435}{10^5}\ м^3/сек.$$

Сумма утечек через зазоры

$$\Sigma Q = 4Q_T + Q_п + Q_н + Q_з = \frac{2{,}04}{10^6} + \frac{16{,}5}{10^6} + \frac{10{,}35}{10^6} + $$
$$+ \frac{4{,}35}{10^6} = \frac{3{,}324}{10^5}\ м^3/сек.$$

Рассмотрим расчет подшипников.

Примем радиальный зазор $\delta=0{,}018$ *мм*.

Относительный зазор

$$\psi = \frac{2\delta}{d_ц} = \frac{2\cdot 0{,}018}{25} = 1{,}44\cdot 10^{-3}.$$

Угловая скорость вращения вала

$$\omega = 2\pi n = 2\pi\cdot 25 = 157\ 1/сек.$$

Удельное давление на единицу площади поверхности цапфы

$$k = \frac{p}{2d_ц l} = \frac{10\,910\cdot 10^6}{2\cdot 25\cdot 30} = 7{,}27\cdot 10^6\ н/м^2.$$

Безразмерная характеристика работы подшипника

$$\lambda_\omega = \frac{\mu\omega}{k} = \frac{26\cdot 157}{10^3\cdot 7{,}27\cdot 10^6} = 0{,}56\cdot 10^{-6}.$$

Коэффициент грузоподъемности подшипника определим по формуле (357)

$$\Phi = \frac{2\cdot 2{,}07\cdot 10^6}{10^6\cdot 0{,}56} = 7{,}4.$$

Отношение длины цапфы к радиусу

$$\frac{2l}{d_ц} = \frac{2\cdot 30}{25} = 2{,}4.$$

Числовым значениям $\Phi=7{,}4$ и $\dfrac{2l}{d_ц}=2{,}4$ в табл. 5 соответствует эксцентриситет $\chi=0{,}78$.

По формуле (358) определим минимальную толщину масляного слоя между цапфой и подшипником:

$$s_{\min} = 0{,}018\,(1 - 0{,}78) = 3{,}96 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

Величина $s_{\min}$ близка к допускаемой минимальной величине шероховатости поверхности цапфы и подшипника.

Коэффициент расхода $\Phi_1 = 0{,}073$, по данным табл. 6, для заданных $\frac{2l}{d_ц}$ и $\chi = 0{,}87$.

Количество рабочей жидкости, вытекающей из нагруженной зоны подшипника через торцовые зазоры, по формуле (360)

$$Q_1 = 0{,}073 \cdot \frac{1{,}44}{10^3} \cdot \frac{\pi \cdot 25 \cdot 25^2 \cdot 30}{10^6 \cdot 2 \cdot 10^3} = \frac{0{,}78}{10^7} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Приняв $p_н = 10^3$ $н/м^2$, по формуле (365) определим количество жидкости, вытекающее из ненагруженной зоны через торцовые зазоры:

$$Q_2 = \frac{10^3 \cdot 12{,}54 \cdot 10^6\,(1{,}44)^3}{10^9 \cdot 10^{12} \cdot 3 \cdot 30 \cdot 26} \left[\frac{4}{3}\pi + \frac{3\sqrt{3}}{2} \cdot 0{,}78 + 3\,(0{,}78)^2 \left(\frac{2}{3}\pi + \frac{\sqrt{3}}{8}\right) + (0{,}78)^3\,\frac{3\sqrt{3}}{8}\right] = \frac{3{,}47}{10^{18}} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Общий расход жидкости через подшипники

$$Q_3 = 4\,(Q_1 + Q_2) = 4\left(\frac{0{,}78}{10^7} + \frac{3{,}47}{10^{18}}\right) \approx \frac{3{,}12}{10^7} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Мощность, расходуемая на трение в четырех подшипниках, по формуле (374)

$$N_T = \frac{8\mu}{\psi}\, v_{x0}^2\, l\Phi_2 = \frac{8 \cdot 26 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 1{,}44}\left(\frac{\pi \cdot 25 \cdot 25}{10^3}\right)^2 \frac{30}{10^3}\,\Phi_2 = 16{,}6\Phi_2 \text{ дж/сек}.$$

Величину коэффициента жидкостного трения Φ_2 берем из табл. 7 $\Phi_2 = 7{,}16$. Тогда $N_т = 16{,}6 \cdot 7{,}16 = 119$ *дж/сек.*

Количество тепла, эквивалентное этой мощности, по формуле (375) $L_т = 0{,}119$ *квт.*

Количество тепла, отведенное через стенки подшипника, определим по формуле (383)

Примем $\Delta t = 30°$ С. Коэффициент теплопередачи, учитывающий передачу тепла теплопроводностью и лучеиспусканием [34]

$$k_c = 0{,}237 \frac{квт}{м^2 град};$$

тогда

$$L_c = 0{,}237 \cdot \frac{2\pi \cdot 12{,}5}{10^3} \cdot 30 \cdot \frac{30}{10^3} = \frac{1{,}68}{10^2} \text{ квт},$$

т. е. основное тепло уносится рабочей жидкостью, проходящей через подшипники, поэтому разность температур рабочей жидкости на выходе из подшипников и на входе в них

$$\Delta t = \frac{L_T - L_c}{Q_T \rho c} = \frac{(0,119 - 0,0168)\,10^9}{0,51 \cdot 850 \cdot 1880} = 126^\circ\text{C},$$

где c — удельная теплоемкость жидкости по данным работы [5] в $\frac{\textit{дж}}{\textit{кг} \cdot \textit{град}}$.

По экспериментальным данным для нормальной работы подшипников при установившемся тепловом режиме разность температур не должна превышать $(\Delta t)_{\max} = 30^\circ$ С.

В нашем случае $\Delta t > (\Delta t)_{\max}$, т. е. необходим дополнительный подвод жидкости из полости низкого давления.

Примем $\zeta_1 = 0{,}5$. Тогда по формуле (379)

$$\Delta t_1 \approx \frac{126}{0,5} = 252^\circ\text{C}.$$

Теперь определим количество тепла, отводимое жидкостью, вытекающей из нагруженной зоны подшипников по формуле (376):

$$L_1 = \frac{0,78 \cdot 850 \cdot 1880 \cdot 252}{10^7} = 31,5\ \textit{дж}.$$

Количество жидкости, вытекающее из ненагруженной зоны подшипника,

$$Q_2 = Q_T - Q_1 = \frac{0,51}{10^6} - \frac{0,78}{10^7} = \frac{4,32}{10^7}\ \textit{м}^3/\textit{сек}.$$

Количество тепла, отводимое жидкостью, вытекающей из ненагруженной части подшипников,

$$L_2 = L_T - L_c - L_1 = 119 - 16,8 - 31,5 \approx 71\ \textit{дж}.$$

Нагрев жидкости в ненагруженной части подшипников определим из формулы (378)

$$\Delta t_2 = \frac{L_2}{Q_2 \rho c} = \frac{71 \cdot 10^7}{4,32 \cdot 850 \cdot 1880} = 103^\circ\text{C},$$

т. е. перепад температур также недопустимо высок.

Теперь из формулы (381) определим избыточное давление жидкости в ненагруженной части подшипника:

$$p_н = \frac{3\mu l Q_2}{R_ц^2 \psi^3 \Phi_3} = \frac{3 \cdot 26 \cdot 30 \cdot 4,32 \cdot 10^{21}}{10^6 \cdot 10^7\,(12,5)^4\,(1,44)^3\,11,053} = 12,5 \cdot 10^5\ н/м^2.$$

Для уменьшения давления $p_н$ выполним в ненагруженной зоне подшикника канавки для отвода жидкости.

Расход жидкости через канавку определим по формуле (см. табл. 2)

$$Q_к = \frac{\pi r_1^4}{8\mu_1} \cdot \frac{p_н}{l_к}.$$

Примем гидравлический радиус канавки равным $r_1 = 0{,}5$ *мм*, длину канавки $l_1 = 35$ *мм*. Тогда

$$Q_к = \frac{\pi \cdot (0{,}5)^4 10^6 \cdot p_н}{10^{12} \cdot 8 \cdot 26 \cdot 35} = 0{,}269 \, \frac{p_н}{10^{10}} \, м^3/сек.$$

Из формулы (381) получим

$$Q_2 = \frac{0{,}346}{10^{12}} \, p_н;$$

тогда

$$Q_T - Q_1 = Q_к + Q_2 = \frac{0{,}346}{10^{12}} \, p_н + \frac{0{,}269}{10^{10}} \, p_н = \frac{27{,}246}{10^{12}} \, p_н =$$

$$= \frac{4{,}32}{10^7} \, м^3/сек,$$

откуда $p_н = 1{,}59 \cdot 10^4$ $н/м^2$.

Определим толщину стенки h корпуса машины по формуле (324). Приняв $E = 7 \cdot 10^{10}$ $н/м^2$, по данным табл. 4

$$h = \frac{1{,}25 \cdot 10^7 \, (44)^2 \, 10^3}{10^{16} \cdot 7 \cdot 0{,}01} = 34{,}5 \cdot 10^{-3} \, м.$$

Примем $h = 35$ *мм*.

По формулам табл. 8 найдем

$$\Lambda = \frac{10^5 \cdot 2\pi \cdot 25 \cdot 26}{1{,}25 \cdot 10^{10}} = \frac{3{,}26}{10^2};$$

$$(\psi)_{ном} = \Lambda \exp(h - k) = 0{,}0326 \exp(0{,}02 - 0{,}01) = 0{,}0326 \times$$

$$\times 1{,}01 = 0{,}0329;$$

$$(\overline{\Delta p_0})_д = (10^{-2} + 0{,}0329)(1 - 0{,}08)^{-1} = 0{,}0467;$$

$$(\overline{\Delta p_0})_г = 0{,}0429 \cdot 1{,}08^{-1} = 0{,}0398;$$

$$\bar{n}_0 = \frac{(10^{-2} + 0{,}08)}{0{,}0329} = 2{,}73;$$

$$(\bar{n}_к)_{г\,ном} = [\Lambda \exp(h - k)]^{-1} = \frac{1}{0{,}0329} = 30{,}4;$$

$$(\bar{n}_к)_{д\,ном} = 30{,}4 - 2{,}73 = 27{,}67.$$

Определим коэффициент сопротивления:

$$\xi = \Omega [\psi + M(0)]^{-1} = 0{,}08 \, (0{,}0329 + 0{,}01)^{-1} = 1{,}865.$$

$$2(\overline{n}_г)_{опТ}+(\overline{n}_к)_г+\overline{n}_0$$

Определим максимальное значение полного к. п. д. машины на режиме двигателя:

$$(\eta_{nд})_{\max}=\frac{(\overline{n}_к)_д-2(\overline{n}_д)_{опТ}}{(\overline{n}_к)_д+\overline{n}_0}=\frac{27,67+2\cdot 1,552}{27,67+2,73}=0,81.$$

По формуле (397)

$$(\overline{\Delta p}_{1д})_{опТ}=\left(\frac{\overline{\Delta p}_{0д}}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}}=\left(\frac{4,67}{0,392\cdot 10^2}\right)^{0,2}=\frac{1}{1,52}=0,656$$

и

$$(\overline{\Delta p}_{1г})_{опТ}=\left(\frac{\overline{\Delta p}_{0г}}{ab}\right)^{\frac{1}{b+1}}=\left(\frac{3,98}{0,392\cdot 10^2}\right)^{0,2}=\frac{1}{1,26}=0,793.$$

Примем гидравлический диаметр входной полости машины $D_{г1}=20$ *мм*, а выходной полости $D_{г2}=15$ *мм*.

Число Рейнольдса во входной полости

$$(\mathrm{Re})_{вх}=\frac{4(Q_T+Q_n)\rho_1}{\rho D_{г1}\mu_1}=\frac{4(0,402+0,0394)\,850\cdot 10^3}{\pi\cdot 20\cdot 26}=915;$$

выходной полости

$$(\mathrm{Re})_{вых}=\frac{4Q_T\rho_1}{\pi D_{г2}\mu_1}=\frac{4\cdot 0,402\cdot 850\cdot 10^3}{\pi\cdot 15\cdot 26}=810.$$

Примем $m_1=0,75$; $k_{вх}=250$, тогда

$$\zeta_{вх}=250\cdot 915^{-0,75}=1,51.$$

При $m_2=0,75$; $k_{вых}=260$

$$\zeta_{вых}=260\cdot 810^{-0,75}=1,72.$$

Критерий Eu_1 и Eu_2 по формулам (396) и (400)

$$\mathrm{Eu}_1=\mathrm{Eu}_2=\frac{\gamma_1 n_{ном}^2\, q_T^2}{2\Delta p_{1н}}\left(\frac{\zeta_{вх}}{F_{вх}^2}+\frac{\zeta_{вых}}{F_{вых}^2}\right)=\frac{850\cdot 25^2\,(16,1)^2}{10^{12}\cdot 2\cdot 1,25\cdot 10^7}\times$$

$$\times\left(\frac{1,51}{\frac{\pi^2}{16}\cdot\frac{20^2}{10^6}}+\frac{1,72}{\frac{\pi^2}{16}\cdot\frac{15^2}{10^6}}\right)=\frac{1,02}{10^7}.$$

Определим значения полного к. п. д. по формулам (413)—(416):

режим генератора

$$(\eta_{nг})_{\overline{\Delta p}=\text{const}} = \frac{(1-0,098)}{1} \cdot \frac{30,4}{(30,4+2,73+1)} \times$$

$$\times \left[1 - \frac{1,02}{10^7}(1-0,098)^2\right] = 0,802,$$

$$(\eta_{nг})_{\overline{n}=\text{const}} = \frac{\left\{1 - \frac{1,02}{10^7}(1-0,098)^2\right\}(1-1,865\cdot 0,0398)(1-0,098)}{(1+0,398)} =$$

$$= 0,802;$$

режим двигателя

$$(\eta_{nд})_{\overline{\Delta p}=\text{const}} = \frac{1}{(1+0,098)} \cdot \frac{(27,67-1)}{(27,67+2,73)} \times$$

$$\times \frac{1}{\left[1 + \frac{1,02}{10^7}(1+0,098)^2\right]} = 0,80.$$

Определим механический к. п. д. по формулам (405) и (406):

$$\eta_{мг} = \frac{30,4}{30,4+2,73+1} = 0,92,$$

$$\eta_{мд} = \frac{27,67-1}{27,67+2,73} = 0,878.$$

Гидравлический к. п. д. по формулам (409) и (410)

$$\eta_{гг} = 1 - \frac{1,02}{10^7}(1-0,098)^2 = 1 - \frac{1,02}{10^7}\cdot 0,815 = 1 - \frac{0,833}{10^7};$$

$$\eta_{гд} = \left[1 + \frac{1,02}{10^7}(1+0,098)^2\right]^{-1} = 1 - \frac{1,12}{10^7}.$$

Таким образом, заданный режим работы $n_н = 25$ *об/сек*, $\Delta p_1 = 1,25\cdot 10^7$ *н/м*^{2} отличается от оптимального по числу оборотов при работе на режиме генератора на 48%, при работе на режиме двигателя — на 36%, по перепаду давления при работе на режиме генератора — на 20,7%, при работе на двигательном режиме — на 34,6%. Снижение полного к. п. д. машины по сравнению с максимальным составляет на генераторном режиме лишь 2%, а на двигательном режиме 1%, поэтому заданный режим работы можно оставить без изменений.

АНАЛИЗ ВЫПОЛНЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Отечественные машины. На рис. 44 показана последняя модель шестеренной машины, выпускаемой Московским заводом гидроагрегатов. У машин прежних конструкций разрушалось резиновое уплотнительное кольцо, изолирующее от высокого давления часть поверхности с обратной стороны фланцев подшипников.

В последней модели вместо резинового кольца введена специальная манжета *12*, уплотняющая ступицы подшипников *5* и *6* со стороны камер поджима и стык крышки *1* и корпуса *2*. Высокое давление подводится под всю поверхность обратной стороны фланцев подшипников.

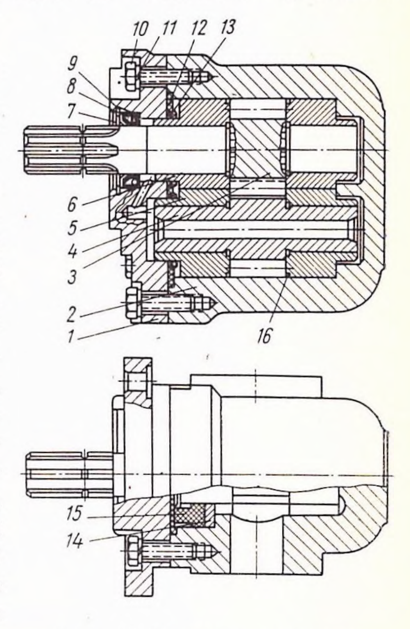


Рис. 44. Шестеренная машина:

1 — крышка; *2* — корпус; *3* — ведущая шестерня; *4* — ведомая шестерня; *5* и *6* — подшипники; *7* — опора; *8* — воротниковое уплотнение; *9* — стопорное кольцо; *10* — болт; *11* — пружинная шайба; *12* — манжета; *13* — защитное кольцо; *14* — вставка; *15* — пробка; *16* — разгрузочные канавки

Чтобы компенсировать увеличенный поджим, уменьшено число уплотнений зубьев шестерен, выполняющих вторую фазу цикла. Для этого на лицевой стороне фланцевой части подшипников выполнены канавки *16*, соединяющие впадины шестерен в средней части уплотнительной зоны. Таким образом, высокое давление распространяется на большее число впадин зубьев, выполняющих вторую фазу цикла. Чтобы исключить выдавливание манжеты в кольцевой зазор, между крышкой и ступицей подшипника устанавливают защитное кольцо *13*. Это кольцо посажено на ступицу подшипника с зазором 0,03—0,05 *мм*. Уплотнение камеры поджима осуществлено с помощью пробки *15*, которая опирается на металлический вкладыш *14*. Пробка *15* закрывает отверстие в корпусе, выходящее в полость низкого давления, и уплотняет зазоры по наружному диаметру фланцев подшипников. Эти усовершенствования в конструкции позволили увеличить срок службы машины до 5000 мото-часов.

Исследования Н. Т. Иванова [66] показали, что у машин прежней конструкции срок службы сокращался из-за нарушения герметичности уплотнения, ограничивающего площадь камеры торцового поджима подшипников к шестерням. Потеря герметичности вызывалась износом торцовых поверхностей

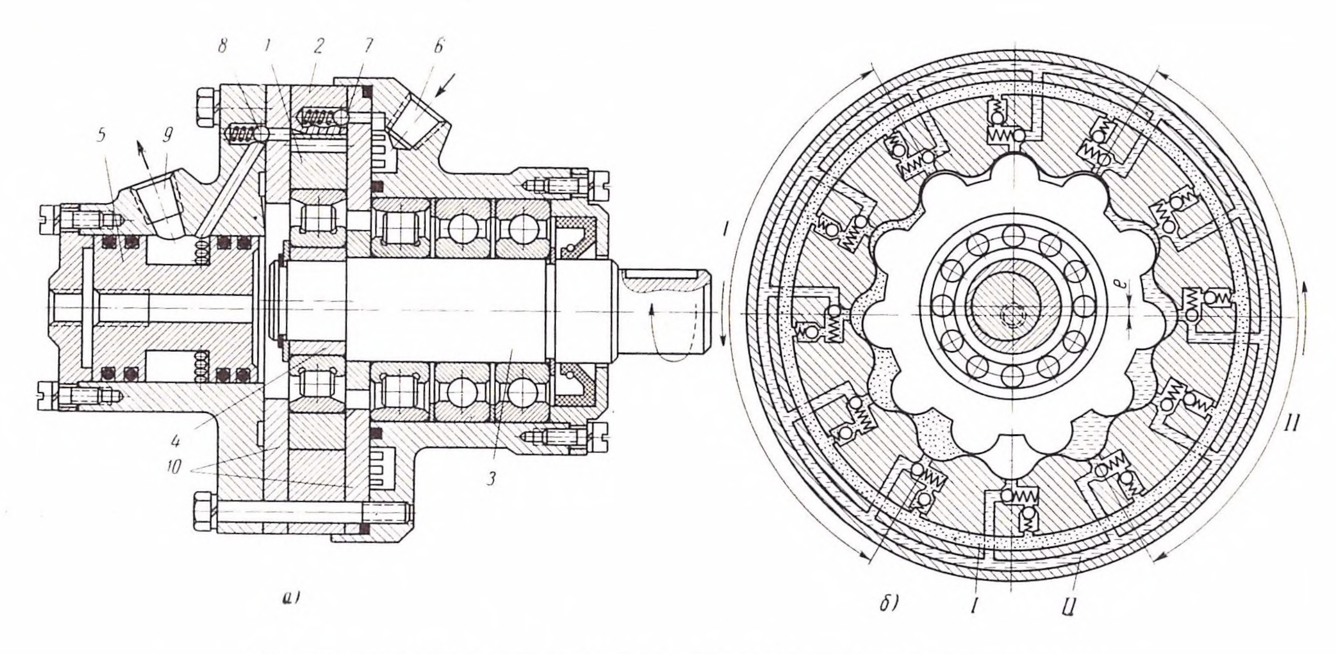


Рис. 45. Героторная машина с внутренним зацеплением и клапанным распределением:

а — продольный разрез; *б* — схема распределения жидкости; *I* — зона высокого давления; *II* — зона низкого давления

шестерен *3, 4* и подшипников *5, 6,* в результате чего уменьшалось предварительное сжатие уплотнительного кольца, увеличивался зазор между торцами контурной детали и крышки, что вызывало выдавливание кольца в зазор и повреждение его.

В конструкции, показанной на рис. 44, манжета *12* установлена со стороны крышки *1,* и поэтому износ торцовых поверхностей шестерен *3* и *4* и подшипников *5* и *6* не оказывает влияния на уплотнение камеры поджима манжетой *12.*

Героторные машины, одна из которых изображена на рис. 45 [15], представляют собой модификацию шестеренных машин внутреннего зацепления. У этих машин шестерня внутреннего зацепления *2* имеет на один зуб больше, чем шестерня внешнего зацепления *1.* Шестерня с внутренним зацеплением неподвижна, а шестерня с внешним зацеплением имеет орбитальное движение. Зубья этой шестерни выполняют роль вращающихся поршней. Вал *3* машины имеет на левом конце эксцентрик, на котором находится втулка *4.* Шестерня *1* может самоустанавливаться, обеспечивая постоянный контакт зубьев обеих шестерен. В результате этого между поверхностями профилей зубьев и торцовыми плоскостями щек *10* образуются изменяемые полости.

При вращении приводного вала зоны высокого и низкого давления меняют свое положение с такой же угловой скоростью. Шестерня с внешними зубьями поворачивается на один зуб за один оборот вала. По мере того как пара зубьев выходит из зацепления, происходит заполнение изменяемых полостей жидкостью (первая фаза цикла), поступающей из канала *6* через клапаны *7.* Полное заполнение изменяемой полости происходит за время поворота приводного вала на 180°. После этого изменяемая полость отсекается от зоны низкого давления и дальнейшее заполнение ее прекращается (вторая фаза цикла).

При дальнейшем вращении зуб шестерни *1* входит во впадину шестерни *2,* что соответствует началу третьей фазы цикла. Вытесняемая жидкость через клапаны *8* попадает в распределитель *5,* а затем в канал *9.* Третья фаза цикла происходит за счет сокращения объема изменяемой полости. В любой момент времени первая половина изменяемых полостей выполняет первую фазу цикла, вторая половина — третью фазу цикла и лишь одна впадина — вторую фазу цикла.

Для обеспечения непрерывного контакта при зацеплении зубьев необходимо чтобы профили зубьев были выполнены с точечным циклоидальным зацеплением [53].

Теоретически зубья обеих шестерен должны находиться в *постоянном контакте между собой.*

В машинах с зубьями кругового профиля [15] утечки рабочей жидкости по профилям зубьев Q_3 намного выше торцовых

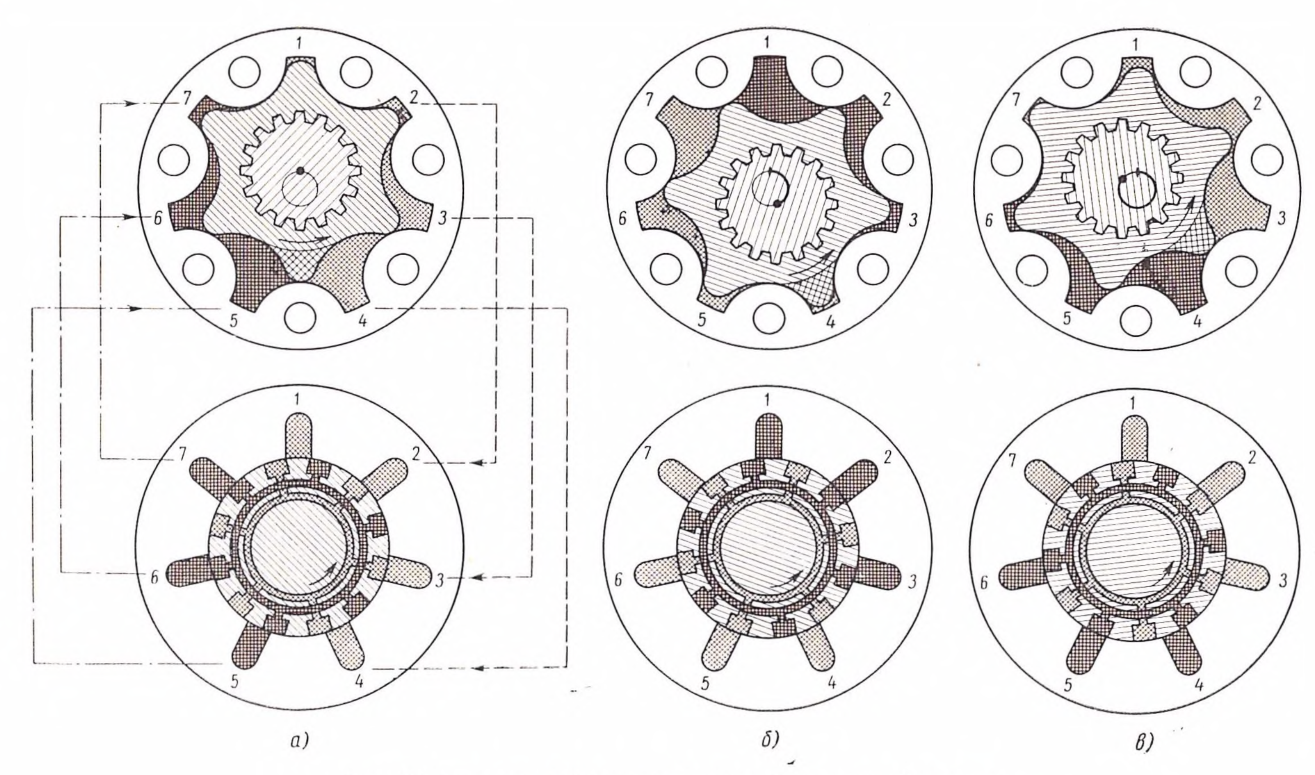


Рис. 46. Принцип действия орбитальной героторной машины:
а — начальное положение; *б* — поворот на $^1/_{14}$ оборота; *в* — поворот на $^1/_7$ оборота

$Q_т$, причем величина $\frac{Q_з}{Q_т}$ возрастает с увеличением перепада давления жидкости, потому что практически в зацеплении находится менее половины зубьев.

Зарубежные машины. В орбитальной героторной машине (см. рис. 3) передача крутящего момента осуществляется шлицевым валиком *4*. Машина имеет вращающийся золотниковый распределитель с канавками *e, i* и пазами *c* и *g*. Принцип действия такой машины изображен на рис. 46.

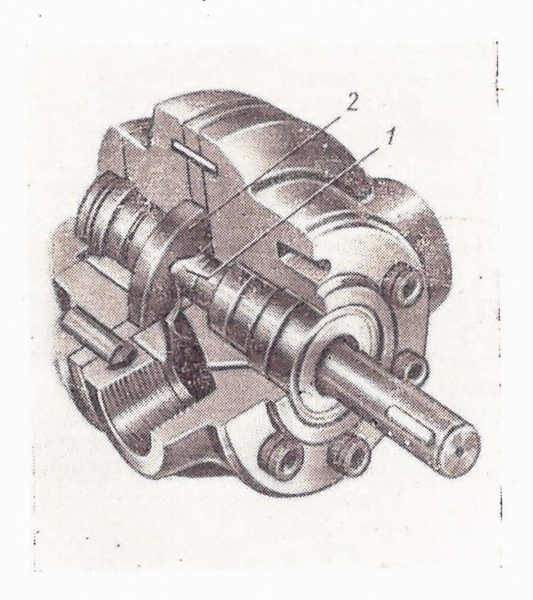


Рис. 47. Героторная машина:
1 — шестерня с внешним зубом; *2* — шестерня с внутренним зубом

Кольцевые канавки *e* и *i* распределителя посредством осевых пазов *c* и *g* поочередно сообщаются с каналами и впадинами неподвижной шестерни *3*. По кольцевой канавке *e* жидкость подводится через осевые пазы *c* в изменяемые полости машины, а по кольцевой канавке *i* и осевым пазам *g* отводится из машины.

Число осевых пазов *c* и *g* в распределителе равно числу зубьев шестерни с внешним зубом (см. рис. 46). В нулевой позиции жидкость подводится к впадинам зубьев 5, *6* и *7* неподвижной шестерни 3 только по трем осевым пазам *c*. Остальные пазы *c* перекрыты и в этот момент времени не работают. Отвод жидкости осуществляется в нулевой позиции из впадин

зубьев *2, 3* и *4* неподвижной шестерни *3* через три осевых паза *g*. Остальные пазы *g* в этот момент перекрыты.

Таким образом, впадины *5, 6* и *7* выполняют первую фазу цикла, впадины *2, 3* и *4* — третью фазу цикла и впадина *1* шестерни *3* заполняет вторую фазу цикла.

Вторая позиция на рис. 46 соответствует повороту вала на $^1/_{14}$ часть оборота. В этот момент времени жидкость подводится к впадинам зубьев *1, 2* и *3* (первая фаза цикла) и отводится из впадин зубьев *5, 6* и *7* (третья фаза цикла). Впадина *4* выполняет вторую фазу цикла. Наконец, третья позиция на рис. 46 соответствует повороту вала на $^1/_7$ часть оборота. В этот момент времени жидкость подводится к впадинам зубьев *4, 5, 6* (первая фаза цикла) и отводится от впадин зубьев *1, 2, 3* (третья фаза цикла). Впадина *7* перекрыта (вторая фаза цикла).

Обычная героторная машина изображена на рис. 47. От предыдущей машины она отличается тем, что здесь шестерня с внутренним зубом *2* также вращается. Эта машина имеет более простую конструкцию по сравнению с предыдущей (отсутствует вращающийся распределитель, внутренний шлицевой валик и т. д.), но имеет большие объемные потери и потери на трение за счет дополнительных зазоров и увеличения поверхностей трения.

Винтовая машина (рис. 27) имеет три винта с циклоидальным профилем. Средний винт *2* является ведущим, а боковые винты *1* — ведомыми. Нарезанные части винтов заключены в рубашку *3*, в которой они вращаются, как в подшипниках, с небольшими зазорами 60—120 *мк*.

В корпусе машины *12* к концам рубашки *3* примыкают полость низкого давления *b* и полость высокого давления *a*. Корпус с левой стороны закрыт крышкой *11*, а с правой — буксой *5*. Ведомые винты *1* разгружаются от осевых усилий давлением жидкости, подводимой по трубке *8* к их торцам, через крышку *11*. Винты *1* незначительным усилием прижимаются к подпятникам *10*, расположенным в крышке *11*.

Для гидравлической разгрузки ведущего винта *2* конец его, выходящий в полость высокого давления *a*, увеличен в диаметре. Таким образом, давление жидкости отжимает его всегда в сторону шарикового подшипника *6*, т. е. положение ведущего винта фиксируется всегда шариковым подшипником. На увеличенный диаметр винта посажена с небольшим зазором втулка *4*.

Жидкость, проникающая по этому зазору, отводится трубкой *7* в полость низкого давления. Рубашка *3* ввернута в корпус на резьбе и зафиксирована стопорным болтом *9*.

Шестеренные машины внутреннего зацепления, несмотря на свою компактность, низкий уровень шума и небольшую частоту

пульсации расхода, до сих пор не находили широкого распространения из-за сравнительно больших поверхностей трения и большого периметра зазоров.

На рис. 6 показана шестеренная машина внутреннего зацепления для перепада давления рабочей жидкости $\Delta p_{ном}=3\times 10^7$ *н/м²*, числа оборотов в минуту $n_{ном}=2000$ и $q_т=13{,}4\times 10^{-6}$ *м³/об* [67]. Особенностью машины является уменьшение объема внутренних полостей, находящихся под действием высокого давления жидкости, за счет автоматической осевой и радиальной компенсации зазоров рабочего органа. Корпус машины практически разгружен от действия высокого давления, так как полости низкого давления *a* в корпусных деталях *9* и *10* имеют довольно большую поверхность. Бóльшая часть шестерен *2* и *3* также находится в полости *a*.

Полость высокого давления *b* ограничена торцовой поверхностью вставки *4* и находящимися в зацеплении зубьями.

Радиальное уплотнение этой полости осуществляется поршнем *5*, который прижимается к наружному диаметру шестерни *3* с помощью двух подпружиненных поршней *6*.

Аксиальное уплотнение осуществляется фигурными поршнями *8*, которые размещены в нишах корпусных деталей *9* и *10*. Обратные торцы поршней *8* уплотнены резиновыми кольцами *11*. В связи с тем что поверхности трения здесь невелики, машина имеет высокий общий к. п. д. ($\eta_{общ}=0{,}93$ при $\Delta p=3\times 10^7$ *н/м²* и $n=1500$ *об/мин*). Характеристика машины на генераторном режиме изображена на рис. 48.

У шестеренной машины с радиальной и осевой компенсацией (см. рис. 5) значительно уменьшены внутренние полости находящиеся под действием высокого давления.

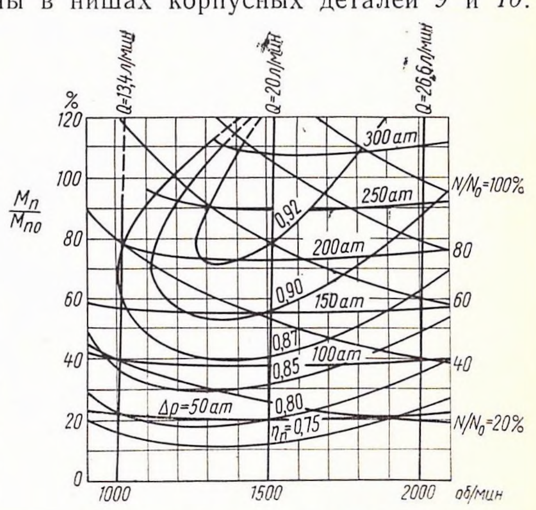


Рис. 48. Характеристика шестеренной машины внутреннего зацепления:
Q — расход; $M_п$ — приводной момент; N — мощность; $\eta_п$ — общий к. п. д. машины; Δp — перепад давления между выходной и входной полостями машины; $M_{по}$, N_0 — номинальный момент и мощность

Прорези *b* в корпусе, соединенные с полостью низкого давления *a*, ограничивают воздействие высокого давления на корпус. Подшипники ведущей и ведомой шестерен

объединены в одну деталь, имеющую форму восьмерки. Подшипники имеют прорези *d* и *e*, которые делают их гибкими и позволяют поддерживать оптимальные зазоры между подшипниками и шейками вала во всем диапазоне изменения давления жидкости. Прорезь *e* выходит в продольный паз, прорезанный в корпусе, через который поступает жидкость для смазки и охлаждения поверхностей подшипников и шеек валов. Прорези на наружном диаметре подшипников, у полости высокого давления, предупреждают распространение высокого давления жидкости на всю поверхность наружного диаметра подшипников.

Радиальная компенсация зазоров у полости высокого давления осуществляется пробками *2* и *3*, к которым по каналам подводится жидкость из полости высокого давления *h*. Диаметры пробок подобраны таким образом, чтобы компенсировать силы, действующие со стороны полости высокого давления, и поджать подшипники и шестерни к этой полости.

Пробки *1* предназначены для уплотнения зазора между подшипником и корпусом в полости высокого давления.

Осевая компенсация зазора благодаря тому, что уплотнительная зона между полостями *h* и *a* высокого и низкого давления сведена к минимуму за счет прорези *b* в корпусе, требует

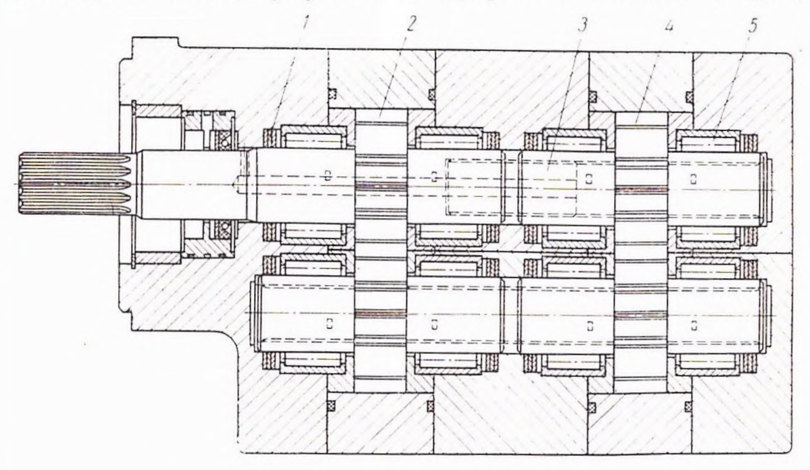


Рис. 49. Двухсекционная шестеренная машина

сравнительно небольших усилий, возникающих на уравновешивающей площади *f*, к которой через сверления в подшипниках подводится высокое давление. Машина при работе на генераторном режиме при перепаде давления $\Delta p = 2 \cdot 10^7$ *н/м²* и $n = 2500$ *об/мин* имеет объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0{,}97$.

На рис. 49 показана двухсекционная машина. Вторая секция соединена с первой секцией шлицевым валом *3*. Шестерни

2 и *4* этой машины установлены на угольчатых подшипниках *5*.

К недостаткам игольчатых подшипников следует отнести меньший срок службы по сравнению с подшипниками скольжения и необходимость отбора игл по диаметру с большой точностью — до 2 *мк* [5], так как при различных диаметрах игл возникнет дополнительное торцовое биение шестерен, нарушающее торцовое уплотнение. Игольчатые подшипники способны безотказно работать на загрязненной жидкости, в то время как у подшипников скольжения в этих случаях происходит схватывание материала шейки и подшипника, что в конце концов приводит к аварии машины. Уплотнительные кольца *1*, установленные за подшипниками, поддерживают избыточное давление жидкости в полости подшипников, необходимое для смазки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бакингем Э. Руководство по проектированию зубчатых передач. Ч. 2. Машгиз, 1948, 148 стр.

2. Башта Т. М. Гидравлические приводы металлорежущих станков. М.—Л., ОНТИ, 1936, 520 стр.

3. Башта Т. М. Самолетные гидравлические устройства. М., Оборонгиз, 1946, 399 стр.

4. Башта Т. М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты. М., Оборонгиз, 1951, 640 стр.

5. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. М., Машгиз, 1963, 696 стр.

6. Башта Т. М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М., «Машиностроение», 1967, 496 стр.

7. Бержерон Л. От гидравлического удара в трубах до разряда в электрической сети (общий графический метод исследования). Гостехиздат, 1962, 282 стр.

8. Богданович Л. Б. Гидравлические приводы в машинах. Киев, Машгиз, 1962, 226 стр.

9. Брон Л. С. и Тартаковский Ж. Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. М., Машгиз, 1962, 295 стр.

10. Васильев А. М. Всасывающая способность винтовых насосов. Труды ВИГМ. Вып. XXII. М., Машгиз, 1958, 138—152 стр.

11. Вощинин А. И. и Савин И. Ф. Гидравлические и пневматические устройства на строительных и дорожных машинах. М., «Машиностроение», 1965, 452 стр.

12. Гурьев В. П. и Погорелов В. И. Гидравлические объемные передачи. М.—Л., Машгиз, 1964, 344 стр.

13. Дерягин Б. В., Стаховский Г. и Малышева Д. Измерения вязкости граничных (поверхностных) слоев жидкости методом сдувания. ЖЭТФ, 1946, т. 16, вып. 2, 171—178 стр.

14. Дерягин Б. В., Пичугин Е. Ф. Исследование маслянистости смазочных средств посредством щуповых профилометров. «Доклады Академии Наук СССР», 1945, т. XLVIII, № 4, 276—279 стр.

15. Ерасов Ф. Н. Планетарные гидравлические агрегаты. «Вестник машиностроения», 1965, № 5, 5—11 стр.

16. Ермаков В. В. Основы расчета гидропривода. М., Машгиз, 1951, 248 стр.

17. Жмудь А. Е. Винтовые насосы с циклоидальным зацеплением. М., Машгиз, 1963, 156 стр.

18. Зайченко И. З. Гидравлическое оборудование современных металлорежущих станков. М.—Л., Машгиз, 1945, 255 стр.

19. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям (коэффициенты местных гидравлических сопротивлений и сопротивлений трения). Госэнергоиздат, 1964, 464 стр.
20. Канторович Б. В. Гидравлика, гидравлические и воздуходувные машины. М., Металлургиздат, 1950, 552 стр.
21. Кокичев В. Н. Уплотняющие устройства в машиностроении. Л., Судпромгиз, 1962, 208 стр.
22. Копырин М. А. Гидравлика и гидравлические машины. М., «Высшая школа», 1961, 302 стр.
23. Кочин Н. Е., Кибель И. А., Розе Н. В. Теоретическая гидромеханика. Ч. II. М., ГИФМЛ, 1963, 727 стр.
24. Красницкий С. Е., Никитин Г. А., Комаров А. А. Характеристики шестеренных насосов НШ-60В, работающих в качестве гидромоторов. Сб. научных трудов Киевского ин-та гражданского воздушного флота им. К. Е. Ворошилова. Вопросы надежности гидравлических систем. Вып. II. Киев, 1961, 87—97 стр.
25. Куколевский И. И., Байбаков О. В. Винтовые насосы с винтами специального профиля. Сб. статей «Гидромашиностроение». № 18. М., Машгиз, 1953, 197—202 стр.
26. Леонов А. Е. Насосы гидравлических систем станков и машин. Москва — Киев. Машгиз, 1960, 226 стр.
27. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. М., Машгиз, 1962, 368 стр.
28. Маковозов Н. И. Гидравлика и гидравлические машины. М., Машгиз, 1962, 427 стр.
29. Осипов А. Ф. Одномерные нестационарные натекания и истечения газа из резервуаров ограниченной емкости. «Инженерный журнал», 1962, Т. II, вып. I, 29—40 стр.
30. Осипов А. Ф. О долговечности шестеренных насосов высокого давления. «Вестник машиностроения», 1962, № 6, 18—20 стр.
31. Осипов А. Ф. К вопросу обеспечения устойчивой работы объемного насоса на режиме малых оборотов. «Вестник машиностроения», 1963, № 6, 26—29 стр.
32. Осипов А. Ф. Увеличение долговечности шестеренных насосов на высоких давлениях. ЦИНТИМАШ. «Общее машиностроение», 1962, № 10, 1—5 стр.
33. Осипов А. Ф. О максимальном давлении объемного насоса, «Вестник машиностроения», 1965, № 3, 44—46 стр.
34. Осипов А. Ф. Объемные гидравлические машины (Основы теории и расчет гидродинамических и тепловых процессов). М., «Машиностроение», 1966, 160 стр.
35. Осипов А. Ф. Давление рабочей жидкости в зазорах объемных насосов и гидромоторов. «Вестник машиностроения», 1966, № 4, 29—33 стр.
36. Осипов А. Ф. О неустойчивой работе объемного гидромотора на режиме малых оборотов. «Вестник машиностроения», 1968, № 4, 17—19 стр.
37. Осипов П. Е. Гидравлика и гидравлические машины. М., «Лесная промышленность», 1965, 363 стр.
38. Петров Н. П. Гидродинамическая теория смазки. М., изд-во АН СССР, 1948, 551 стр.
39. Пискунов Н. С. Дифференциальное и интегральное исчисления. Физматгиз, 1963, 856 стр.
40. Плевако Н. А. Основы гидравлики и гидравлические машины. М., Гостехиздат, 1960, 428 стр.
41. Пономаренко Ю. Ф., Рогов А. Я. Радиально-поршневые высокомоментные гидромоторы М., «Машиностроение», 1964, 236 стр.
42. Прокофьев В. Н. Автомобильные гидропередачи. М., Машгиз, 1947, 375 стр.
43. Раздолин М. В. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. Жидкостные объемные насосы. М., Оборонгиз, 1959, 186 стр.

44. Решетов Д. Н. Детали машин. М., Машгиз, 1961, 688 стр.
45. Рыбкин Е. А., Усов А. А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. М., Машгиз, 1960, 187 стр.
46. Савин И. Ф. Объемные гидроприводы. М., ЦИНТИМАШ, 1961, 87 стр.
47. Сборник докладов на Второй международной конференции в Кренфилде. Проблемы современной уплотнительной техники, М., «Мир», 1967.
48. Справочник по машиностроительным материалам в четырех томах. Под ред. Г. И. Погодина-Алексеева. М., Машгиз, Т. 1, 1959; Т. 2, 1959; Т. 3, 1959; Т. 4, 1960.
49. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. Ч. I и II. «Наука», 1965.
50. Угинчус А. А. Гидравлика и гидравлические машины. Харьков, изд-во Харьковского ун-та, 1960, 358 стр.
51. Федосеев В. И. Сопротивление материалов. ГИФМЛ, 1962, 536 стр.
52. Хаймович Е. М. Гидроприводы и гидроавтоматика станков. Москва — Киев, Машгиз, 1959, 555 стр.
53. Шанников В. М. Планетарные редукторы с внецентровым зацеплением. М., Машгиз, 1948.
54. Шишкин А. С. Гидросистемы современных машин.
55. Юдин Е. М. Шестеренчатые насосы. М., «Машиностроение», 1964, 236 стр.
56. Bird R. B., Stewart W. E., Lightfoot E. N. Transport Phenomend. New York — London, John Willy and Sons, 1960, 780 p.
57. Blackburn J. F. Fluid Power Control, New York and London, John Willy and Sons, 1960, 710 p.
58. Buckingham E., «Spur gears», New York — London, Mc. Graw-Hill, 1928, 451 p.
59. Gronberger D. I. Gear pumps for High Pressures. — «Hydraulic Pneumatic Power», 1967, vol. 13, № 148, 194—200 p.
60. Frichson W. B. Displacement Correction Factors for Rotary Spur Gear Pumps — «Product Engineering», 1946, vol. 17, № 6, 440—443 p.
61. Faisandier J. Les mecanismes Hydrauliques, Paris, Dunod. 1962, 323 p.
62. Fitzgibbon T. E. Spur Gear Rotary Pump Desing «Product Engineering», 1951, v. 22, № 1, 101—105 p; № 3, 129—131 p.
63. Green W. E. Mehanical Efficiency of Hydraulic Motors, «Hydraulic Pneumatic Power», 1966, v. 12, № 142, 622—624 p.
64. Hadekel R. Hydraulic Sistems and equipment. London, 572 p.
65. Horn N. W. Gear Pumps. «Machine Desing», 1963, v. 35, № 29, 22—26 p.
66. Ivanovs N., Sanke J., Jansons V. No zobratu tipa hidrosukna — hydromotors. «Padomju Latvijas Lauksaimniecieba», Septembris, 1965, 25—28 Lpp.
67. Jung R. Novel high pressure internal gear pump. «Hudraulic Pneumatic Power», 1966, v. 12, № 141, 566—576 p.
68. Kopaček J. Übergangsvorgänge in hydralischen Antrieben mit Rotationshydromotoren — «Ölhydraulic und Pneumatik», 1967, j. 11, № 2, 39—47 p.
69. Kroonenberg H. H. Influence de la densite sur les phenomenes survenant au demarrag on au relentissement des moteurs hydrauligues soumis a une difference de pression constante. «Hydraulique Pneumatique et asservissements», 1963, v. 35, № 29, 53—58 p.
70. Manogue R. A. Hydraulic Motors. «Machine Design», 1963, v. 35, № 29, 53—88 p.
71. Noskevič J. Vřtenova Čerpadla «Statni Naklodatebstvi». Praha, «Technike Literatury», 1961, 204 s.
72. Pigott R. I. S. Some Characteristics of Potary Pumps in Aviation Service. «Transactions of the ASME», 1944, v. 66, № 7, 615—623 p.

73. Schlösser W. M. J. Mathematical Model for Hydraulic Pumps and Motors, «Hydraulic Power Transmissions», 1961, v. 7, № 76, 252—257, 269 p.
74. Schlösser W. M. J. Hilbrands I. M. The Volumetric Efficiency of Displacement Pumps, «Hydraulic Pneumatic Powen and Controls», 1963, v. 9, № 109, 486—496 p.
75. Schlösser W. M. J., Hilbrands I. M. Theoretical Swept Volume of Displacement Pumps, «Hydraulic Pneumatic Power and Controls», 1963, v. 9, № 97, 46—51 p.
76. Schlösser W. M. J., Stic — Slip Phenomena in Hydraulic Motors, «Hydraulic Pneumatic Power», 1966, v. 12, № 136, 224—231 p.
77. Schlösser W. M. J., Hilbrands I. M. The Hydraulic — Mechanical Efficilncy of Displacement Pumps, «Hydraulic Pneumatic Power», 1965, v. 11, № 130, 588—591 p. № 129, 506—513 p.
78. Wilson W. E. Positive — Displacement Pumps and Fluid Motors. Pitman Publishing Corporation, New York — Toronto — London, 1950, 250 p.
79. Wilson W. E. Design Analysic of Rotary Pumps to obtain Maximum Efficiency. «Product Engineering», 1946, v. 17, № 2, 138—141 p.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Александр Федорович Осипов

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ
КОЛОВРАТНОГО ТИПА

Редактор издательства *Н. Ф. Жульнева*
Переплет художника *Л. С. Вендрова*
Технический редактор *Л. П. Гордеева*
Корректор *И. М. Борейша*

Сдано в производство 20/XI 1969 г.
Подписано к печати 5/III 1971 г.
Т-02574 Тираж 4000 экз. Печ. л. 13,0
Бум. л. 6,5 Уч.-изд. л. 12,5 Формат 60×90[1]/16
Цена 1 р. 25 к. Заказ 634

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»,
Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3

Московская типография № 6 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Москва, Ж-88, 1-й Южно-портовый пр., 17.

1 р. 25 к.



ИЗДАТЕЛЬСТВО
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»